

0721709 - 1

На правах рукописи

КИСЕЕВ Валерий Михайлович

**ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС И ФАЗОВЫЕ ПРЕВРАЩЕНИЯ
В МЕЛКОПОРИСТЫХ КАПИЛЛЯРНЫХ СТРУКТУРАХ**

01.04.14 - Теплофизика и теоретическая теплотехника

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора физико-математических наук



Екатеринбург 2001

Работа выполнена в Уральском государственном университете им. А.М. Горького на кафедре общей и молекулярной физики и в отделе теплофизики и поверхностных явлений НИИ физики и прикладной математики при Уральском государственном университете им. А.М. Горького

Официальные оппоненты:

член-корреспондент РАН,
доктор физико-математических наук,
профессор В.П. Коверда

НАУЧНАЯ БИБЛИОТЕКА
КФУ



доктор физико-математических наук,
профессор В.Н. Чуканов

заслуженный машиностроитель РФ
доктор технических наук,
профессор В.А. Алексеев

Ведущая организация:

Государственное образовательное
учреждение высшего профессионального
образования РФ Московский энергетический
институт (МЭИ) (Технический университет)

Защита состоится "14" июня 2001 г. в 14 часов
на заседании диссертационного совета Д 212.286.01 по защите диссертаций
на соискание ученой степени доктора физико-математических наук
в Уральском государственном университете им. А.М. Горького
по адресу: 620083, Екатеринбург, пр. Ленина, 51, ком. 248

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке
Уральского государственного университета им. А.М. Горького

Автореферат разослан "10" мая 2001 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
доктор физико-математических наук,
С.Н.С.

A stylized, handwritten signature in black ink, consisting of several loops and a long horizontal stroke at the end.

Баранов Н.В.

Актуальность проблемы. Исследования процессов тепломассопереноса, протекающих в гетерогенных средах, составляют одну из наиболее значимых и актуальных задач современной теплофизики и являются центральными при решении фундаментальных проблем фазовых превращений, физики аэродисперсных систем, при создании систем терморегулирования, во многих технологических процессах и т.д. За последние десятилетия в этих областях достигнут заметный прогресс, связанный с разработкой и применением новых теплопередающих систем с капиллярными насосами, новейших аналитических и экспериментальных методик исследования процессов парообразования в стесненных условиях капиллярно-пористой среды и теоретических подходов их моделирования. Проблема эффективной передачи тепловой энергии и обеспечения тепловых режимов различных систем и оборудования является также актуальной проблемой современной техники. Фазовый переход жидкость-пар и связанный с этим процессом теплообмен занимает особое место среди физических явлений, используемых в природе и технике. Интенсивность теплообмена при кипении и конденсации определяет размеры, экономическую эффективность и надежность оборудования в важнейших отраслях промышленности.

В настоящее время повышенный интерес и широкое распространение получили оригинальные теплопередающие устройства – тепловые трубы (ТТ), в которых используется принцип испарительного охлаждения, а перенос теплоты происходит в результате циркуляции теплоносителя по замкнутому двухфазному контуру с капиллярным механизмом возврата теплоносителя в зону испарения. Интерес к ТТ вызван как возможностями их эффективного применения в технике, альтернативными аналогичным системам с прокачкой теплоносителя механическими насосами, так и принципами интенсификации теплообмена при фазовых переходах, реализованных в капиллярных структурах (КС) тепловых труб. Продолжается активное развитие новых экспериментальных и теоретических подходов в получении и изучении капиллярно-пористых сред, стремительно расширяется круг объектов применения и исследования капиллярных насосов, включающий все более сложные системы терморегулирования с многообразием терморегулирующих функций.

Настоящая работа посвящена исследованию одного из наиболее интересных и технологически значимых представителей двухфазных систем терморегулирования – двухфазным контурам с капиллярными насосами (ДФК КН), точнее, физическим процессам в капиллярных структурах ДФК КН при воздействии на них различных внешних (ускорения - "повышенная и пониженная гравитация", вибрации) и внутренних (градиенты температуры, поверхностного натяжения, геометрической кривизны, концентрации нелетучих примесей на поверхности испаряющего мениска) динамических факторов. Общую направленность работы можно определить термином "тепломассоперенос и фазовые превращения в сильных капиллярных полях". Подразумевая при этом проведе-

ние физико-технических исследований по технологии изготовления капиллярных структур со средним диаметром пор (0,5 – 15) мкм, реализующим понятие "сильных капиллярных полей", их структурных, транспортных и теплофизических свойств, а также природы, механизма и кинетики фазовых превращений в логической цепочке: одиночный испаряющий мениск, капиллярная структура и ДФК КН в целом. Проблема оптимизации двухфазных контуров с капиллярными насосами, других устройств на их основе, включая и гибридные системы терморегулирования дорогостоящих космических аппаратов (КА), тесно связана с развитием модельных представлений для выработки технических решений при проектировании, эксплуатации и прогнозирования характеристик ДФК КН. Являясь одной из основных служебных систем, система терморегулирования (СТР) во многом определяет надежность КА и его ресурс. Разработка ДФК КН для современных КА, работающих в экстремальных условиях космической среды, характеризующейся высоким вакуумом, радиационными, электромагнитными, ультрафиолетовыми излучениями, магнитными полями и метеоритным веществом, воздействием ускорений, вибраций резким перепадом температур между "солнечной" и "теневого" сторонами КА, является актуальной и сложной технической задачей. Исследования автора в техническом аспекте направлены на повышение точности поддержания температурного режима приборов и оборудования, что повышает надежность и долговечность КА.

Работа выполнена в соответствии с планами научно-технических работ Института физики и прикладной математики при Уральском государственном университете. Часть исследований проводилась при поддержке и совместно с американскими фирмами TRW (Los Angeles) и Swales Aerospace (Washington), большую помощь в работе оказала финансовая поддержка Дж. Сороса.

Цель и задачи исследования. Целью настоящего исследования является создание концепции построения систем терморегулирования на основе двухфазных контуров с высоконапорными капиллярными насосами, являющимися альтернативными подобным системам с механическими насосами, установление механизмов и фундаментальных причин формирования капиллярных структур и фазовых превращений в них, а также развитие новых методологических подходов в исследовании этих сложных теплофизических систем на основе современных экспериментальных и теоретических методов анализа.

В соответствии с этим в работе ставились следующие задачи:

- разработка методов получения мелкопористых капиллярных структур для ДФК КН, изучение кинетики формирования межчастичных контактов и развитие представлений для целенаправленного воздействия на каркасную проводимость, структурные и транспортные свойства КС. Исследование структурных, теплофизических и транспортных свойств КС для ДФК КН.
- разработка методов физического и математического моделирования генерации пара и процессов фазового превращения жидкость-пар в поровом пространстве КС. Экспериментальное исследование фазовых превращений жидкость-пар в одиночном испаряющем мениске, в КС с известной функцией рас-

НАУЧНАЯ БИБЛИОТЕКА
им. Н. И. ЛОБАЧЕВСКОГО
КАЗАНСКОГО ГОС. УНИВЕРСИТЕТА

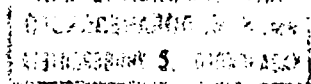
пределения пор по размерам и вДФК КН при воздействии различных динамических факторов.

- разработка экспериментальных установок для исследования влияния динамических факторов (ускорения, вибрации) и на этой основе получение основных закономерностей поведения двухфазных контуров теплопереноса с капиллярными насосами в переменных полях массовых сил.
- формулировка основных принципов анализа и оптимизацииДФК КН и на этой основе разработка методов увеличения теплотранспортной способностиДФК КН.
- сравнительный анализ различных схем генерации пара в капиллярных структурах двухфазных теплопередающих систем.
- построение расчетных моделейДФК КН с изотропными и анизотропными капиллярными структурами, качественная верификация моделей.
- разработка новых двухфазных контуров с капиллярными насосами для систем терморегулирования космических аппаратов, радиоэлектронной аппаратуры, технологического оборудования, ядерных энергетических установок и др.

Положения, выносимые на защиту:

1. Концепция механизма увеличения теплотранспортной способности двухфазных теплопередающих контуров с капиллярными насосами, как альтернативных менее надежным подобным системам с механическими насосами.
2. Методы получения мелкопористых изотропных и анизотропных капиллярных структур, как уникальные инструменты для увеличения теплотранспортной способностиДФК КН.
3. Новая физическая модель интенсивного парообразования с поверхности испаряющего мениска, учитывающая термокапиллярные течения на поверхности мениска и эффект выноса и концентрации менее летучих примесей в область формирования краевого угла смачивания.
4. Математические модели и программы расчета рабочих характеристикДФК КН.
5. Новые типы двухфазных теплопередающих контуров с капиллярной прокачкой теплоносителя.
6. Результаты практической реализацииДФК КН для решения некоторых прикладных задач обеспечения тепловых режимов устройств и оборудования, включая воздействие неблагоприятных факторов на условия работоспособностиДФК КН.

Научная новизна. В рамках настоящей работы впервые проведен системно-комплексный анализ двухфазных теплопередающих контуров с капиллярными насосами. На примере разработанных и полученных мелкопористых капиллярных структур показаны уникальные возможности последних для использования в системах терморегулирования с высокой теплотранспортной способностью. Новыми являются результаты комплексного экспериментального и



теоретического исследования механизма и кинетики формирования межчастичных контактов при изготовлении капиллярных мелкопористых структур, интенсивного парообразования с поверхности испаряющего мениска, учитывающие термокапиллярные течения на поверхности мениска и эффект выноса и концентрации менее летучих примесей в область формирования краевого угла смачивания, фазовых превращений в "сильных капиллярных полях" при воздействии различных внешних динамических факторов. Предложенный подход позволяет целенаправленно воздействовать на структурные, транспортные и теплофизические свойства капиллярных структур, а также проводить выбор и оптимизацию ДФК КН в целом. К новым следует отнести результаты расчетов по оптимизации порового пространства КС и ДФК КН в целом и некоторых практических применений разработанных систем терморегулирования с капиллярными насосами.

Практическая ценность работы. Проведенные в настоящей работе исследования кинетики и механизмов формирования мелкопористых капиллярных структур и процессов фазовых превращений в них могут быть использованы и используются для обоснования технических решений и эксплуатации различных систем терморегулирования радиоэлектронной аппаратуры, космических аппаратов, модульных блоков электронно-вычислительных машин, ядерных энергетических установок, утилизации низко потенциального тепла. Результаты анализа теплотранспортной способности ДФК КН позволяют оценить эффективность применения различных схем систем терморегулирования по величине капиллярного давления и внешнего гидравлического и термического сопротивления контура теплопереноса. Установленные структурные, транспортные и теплофизические свойства широкого класса мелкопористых капиллярных структур и пористых материалов суспензионного формирования, а также анализ процессов теплообмена в них позволяют расширить класс капиллярных структур для капиллярных насосов двухфазных контуров теплопереноса.

Особо следует отметить доказательство работоспособности ДФК КН и установление эффектов воздействия на них неблагоприятных динамических факторов таких, как повышенная и пониженная гравитация, вибрация, влияние чистоты теплоносителя, ресурсные испытания. Впервые теоретически и экспериментально показана возможность использования контурных тепловых труб для инверсии (реверса) теплового потока. Подобные свойства принципиально важны при создании пассивных систем терморегулирования объектов, в которых направление переноса тепла знакопеременно.

Несомненную практическую значимость представляет методическая сторона проводимых исследований, а именно создание установок для изучения процессов спекания капиллярных структур и кинетики формирования межчастичных контактов, для исследования транспортных и теплофизических свойств, для исследования теплообмена при фазовых превращениях, центрифуги и вибростенда для изучения влияния внешних динамических факторов. Разработанные и созданные в работе физические и математические модели и подходы могут

быть использованы для проектирования и оптимизации ДФК КН и физико-технических процессов в них.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на Уральской региональной конференции по порошковой металлургии и композиционным материалам (Пермь, 1985), Всесоюзных и межреспубликанских совещаниях по тепловым трубам в ИВТ АН СССР (Москва, 1976), в ИТМО АН БССР (Минск, 1977), (Одесса, 1987), (Саратов, 1988), (Москва, 1989), Екатеринбург (1992), (Красноярск-26, 1993), (Минск, 1993), 1-ая и 2-ая Российская национальная конференция по теплообмену (Москва, 1994 и 1998), 9-ой Всесоюзная конференция по динамике разреженных газов, международных конференциях по тепловым трубам: 5th International Heat Pipe Conference (Tsukuba, Japan, 1984), 7th International Heat Pipe Conference (Minsk, USSR, 1990), 8th International Heat Pipe Conference (Beijing, China, 1992), 9th International Heat Pipe Conference (Albuquerque, USA, 1995), 10th International Heat Pipe Conference (Stuttgart, Germany, 1997), 11th International Heat Pipe Conference (Tokyo, Japan, 1999), на международных симпозиумах: The First International Symposium on Hydromechanics and Heat/Mass Transfer in Microgravity (Perm-Moscow, 1992), 2nd International Seminar on electronic cooling (Novosibirsk, 1993), 4th International Heat Pipe Symposium (Tsukuba, Japan, 1994), AIChE Symposium (USA, 1995), 3-й Минский международный форум по теплообмену (Минск, 1996), 27th International Conference on Environmental Systems (Nevada, USA, 1997), 3rd International Seminar Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators (Minsk, Belarus, 1997), International Workshop Capillary Pumped Two-Phase Loops (The Aerospace Corporation El Segundo, California USA, 1998), Workshop on Ambient and Cryogenic Thermal Control Devices (Two Phase Technology' 99, Washington, USA, 1999), 4th International Seminar Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators (Minsk, Belarus, 2000). На международной выставке Лейпциг-84 получена Золотая Медаль за экспонат "Тепловые трубы для охлаждения устройств силовой электроники в микроблочном исполнении".

Публикации. Основные результаты диссертации изложены в статьях, депонированных рукописях, докладах, авторских свидетельствах СССР, отечественных и зарубежных патентах, научно-технических отчетах. Список научных трудов составляет более 100 наименований. Под руководством автора защищены 3 диссертационные работы на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук (А.Г. Белоногов, 1989 г., А.А. Беляев, 1990 г. и Н.П. Погорелов, 1997 г.).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, семи глав, основных результатов и списка литературы. Она изложена на 332 страницах, включает 14 таблиц и 142 рисунка. В списке литературы 277 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность выбранной темы исследований; формулируются цели и конкретные задачи работы; отмечено, какие из результатов получены впервые; приведены положения, выносимые на защиту; пояснена научная новизна и практическая ценность работы; приведен список конференций, на которых обсуждались результаты, отмечен вклад автора; коротко обсуждается содержание диссертации по главам.

В первой главе рассматривается современное состояние разработок и методов исследований тепловых труб (ТТ) – "сверхтеплопроводящих" устройств, обладающих широкими возможностями использования в технике. Как физический исследовательский объект, они представляют собой типичные системы, в которых тепломассоперенос и фазовые превращения реализованы в капиллярных структурах, обеспечивающих циркуляцию теплоносителя. Проводя систематику тепловых труб и характеризуя их сравнительные достоинства и недостатки, автор счел целесообразным сформулировать некоторые принципы, которые можно рассматривать как физическую концепцию двухфазных контуров с капиллярными насосами, названных в последнее время контурными тепловыми трубами (КТТ).

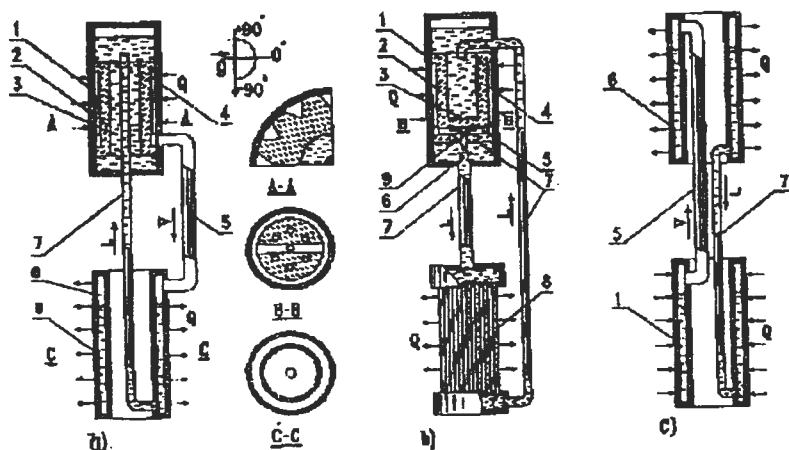


Рис. 1. Схема основных вариантов контурных тепловых труб (ДФК КН).

1 – испаритель (капиллярный насос); 2 – капиллярная структура; 3 – компенсационная полость (гидроаккумулятор); 4 – пароотводные каналы; 5 – паропровод (паровая линия); 6 – конденсатор; 7 – конденсатопровод (жидкостная линия); 8 – теплообменник; 9 – сопло инжектора-конденсатора

Суть их следующая: 1. Незачем размещать КС неразрывно вдоль всей длины теплопереноса, обеспечивая по ней гидравлическую связь между источником и стоком тепла, что имеет место в "классических" ТТ. КС нужно разместить локально только в зоне подвода тепла, так чтобы путь движения жидкого

теплоносителя в КС составлял несколько миллиметров. 2. Необходимо использовать КС с весьма малым размером пор, которые позволяют создавать высокое капиллярное давление. При этом надо иметь в виду, что если капиллярное давление растет обратно пропорционально размеру пор, то гидравлическое сопротивление КС растет заметно быстрее, т.е. необходим компромисс между этими параметрами КС. Этим требованиям удовлетворяют мелкопористые КС (МКС), имеющие характерные размеры пор (0,1 – 10) мкм. 3. Паровую и жидкую фазу теплоносителя необходимо разделять во всех зонах КТТ, исключая тепловой и гидравлический контакт между ними. 4. Зону генерации пара (фазового превращения) в КС необходимо максимально приблизить к теплоподводящей поверхности, организовав при этом эвакуацию пара по специальной системе пароотводящих каналов. Реализация данной концепции (при непосредственном участии автора) осуществлена в ДФК КН, принципиальные конструктивные схемы которых приведены на рис. 1. Вариант "а" представляет КТТ с однократными потоками пара и жидкости, в варианте "б" используется струйная конденсация пара в инжекторе-конденсаторе (с полной или частичной конденсацией пара) и преобразование тепловой и кинетической энергии пара в статический напор, обеспечивающий циркуляцию теплоносителя по замкнутому контуру с кратностью потоков; вариант "с" демонстрирует безфитильную КТТ (контурный термосифон без КС) для передачи тепла только в направлении против сил гравитации.

Общим признаком функционирования КТТ является рабочий цикл, представленный на диаграмме фазовых состояний в координатах давление– температура (рис.2).

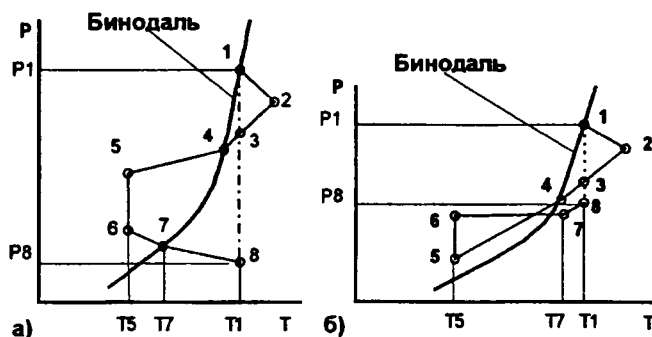


Рис. 2. Диаграмма рабочего цикла КТТ.

а) – противодействующие ускорения и микрогравитация; б) – содействующие ускорения

При подводе тепла происходит парообразование на смоченной поверхности КС. Точка 1, на линии насыщения (бинодаль), соответствует параметрам пара над испаряющими поверхностями менисков. Образовавшийся пар, выходящий из пароотводящих пор в регулярную систему пароотводных каналов (выполненных на стыке КС и поверхности нагрева), несколько перегревается (1-2). Потери

давления здесь обусловлены гидравлическим сопротивлением по пару в КС ($\Delta P_{12} = \Delta P_{in}^v$) и в зависимости от величины тепловой нагрузки и глубины захода фронта испарения в КС могут составлять значительную величину. Участок 2-3-4 соответствует движению пара по пароотводным каналам и паропроводу в зону конденсации.

Таким образом, на участке 1-2-3-4 реализуется движение теплоносителя в паровой фазе. Далее на участке 4-5 теплоноситель переходит из паровой фазы в жидкую (конденсируется) и на теплообменном участке конденсатора переохлаждается до температуры T_3 . Наличие переохлаждения ΔT_{45} обусловлено тем, что объем теплоносителя в КТТ превосходит объем порового пространства КС и, в принципе, паропровод и конденсатор могут быть заполнены в момент запуска жидкостью, которая должна быть куда-либо выдавлена. Для этой цели существует гидроаккумулятор или компенсационная полость 3, из которой происходит впитывание жидкого теплоносителя в КС. В то же время в эту полость проникает часть подводимого к испарителю теплового потока, зависящая от эффективной теплопроводности КС и массового расхода теплоносителя через нее. Наличие этого теплового потока требует переохлаждения конденсата в теплообменной части конденсатора КТТ. На участке 5-6 переохлажденный конденсат движется по конденсаторопроводу в гидроаккумулятор, испытывая вязкостные динамические и гидростатические (если они есть) сопротивления. В зависимости от соотношения между динамическими и статическими сопротивлениями давление на этом участке может либо падать (рис.2 а), либо возрастать (рис.2 б), а температура, при хорошей теплоизоляции, не меняется. На участке 6-7 переохлажденный конденсат из-за указанного теплового потока прогревается до температуры T_7 , соответствующей на линии насыщения давлению P_7 . Участок 7-8 соответствует движению жидкого теплоносителя по капиллярной структуре к поверхности парообразования ($\Delta P_{78} = \Delta P_{in}^l$). На этом участке происходит дальнейший прогрев теплоносителя до температуры T_8 и падение давления до величины P_8 .

Как следует из приведенной диаграммы, перепад давления ΔP_{18} есть капиллярное давление $\Delta P_{\sigma} = 2\sigma/R$, где σ - поверхностное натяжение жидкость - пар, R - радиус кривизны испаряющего мениска. Отсюда имеем первое условие работоспособности КТТ:

$$\Delta P_{\sigma} = \Delta P_{in} + \Delta P_{ex}, \quad (1)$$

$$\Delta P_{in} = \Delta P_{7-8} = \Delta P_{in}^l,$$

$$\Delta P_{ex} = \Delta P_{1-2} + \Delta P_{2-3} + \Delta P_{3-4} + \Delta P_{4-5} + \Delta P_{5-6} + \Delta P_{6-7}.$$

Оно утверждает, что сумма потерь давления во внешнем (ΔP_{ex}) и внутреннем (КС) (ΔP_{in}) контуре КТТ компенсируется капиллярным давлением и поэтому не может превышать максимального капиллярного давления $\Delta P_{\sigma \max} = 2\sigma/\gamma_{ef}$, где γ_{ef} - эффективный радиус пор КС.

Рассмотренный выше в координатах Р-Т рабочий цикл КТТ дает наглядное представление о величинах, ограничивающих как максимальный теплоперенос в КТТ ($\Delta P_{1-8} \approx \Delta P_{\sigma \max}$), так и температурный перепад (ΔT_{2-5}) и связь между ними и линией насыщения теплоносителя. Причем чем ближе к критической точке уровень рабочих температур КТТ, тем меньше максимальный теплоперенос ($\sigma \rightarrow 0$, $\Delta P_{\sigma \max} \rightarrow 0$) и ниже перепад температур между источником и стоком тепла за счет возрастания dP/dT (крутизны) линии насыщения теплоносителя. Принципиальным для КТТ является наличие капиллярно-несвязанного жидкого теплоносителя в конденсатопроводе и частично в полости испарителя, что приводит к существованию трех границ раздела фаз: в зоне испаряющих менисков в испарителе, в зоне конденсации конденсатора и в зоне частично заполненного гидроаккумулятора, а следовательно к появлению дополнительных условий работоспособности КТТ. Второе условие связывает перепад давлений пара на границах раздела фаз в зоне испаряющих менисков и в гидроаккумуляторе с суммой падений давления во внешнем относительно КС контуре КТТ. Эта связь в предположении насыщенности пара может быть представлена в виде:

$$P_s(T_1) - P_s(T_7) \approx \left. \frac{dP}{dT} \right|_T \Delta T_{1-7} = \Delta P_{ex}, \quad (2)$$

что фактически дает связь между перепадом температур ΔT_{1-7} и гидравлическим сопротивлением внешнего контура ΔP_{ex} .

Третье условие работоспособности КТТ накладывает ограничение на соотношение объемов ряда конструктивных элементов КТТ, а именно, объем гидроаккумулятора $V_{га}$ должен быть не меньше суммы объемов паропровода $V_{пк}$ и конденсатора V_k и между гидроаккумулятором и капиллярной структурой должна быть гидравлическая связь:

$$V_{га} \geq V_{пк} + V_k. \quad (3)$$

Перечисленные условия (1-3) являются необходимыми и достаточными для нормальной работы контурных тепловых труб.

Таким образом, в первой главе проведен анализ исследуемого объекта – мелкопористых капиллярных структур (МКС), сформулирована физическая концепция применения МКС в качестве капиллярных насосов для двухфазных контуров теплопереноса и условия реализации этой концепции в разработанных контурных тепловых трубах.

Во второй главе описана технология получения мелкопористых капиллярных структур (МКС), конструкции экспериментальных установок, методики и результаты исследования течения жидкостей и газов по поровому пространству МКС, исследования переноса тепла по каркасу МКС.

МКС – это достаточно высокопористые (пористость $\Pi = 0,55-0,7$) спеченные ансамбли большого числа частиц, имеющих характерные размеры пор (0,1 – 10) мкм и занимающие промежуточное положение между ультрапористыми капиллярными структурами с размерами пор (0,01 – 0,1) мкм и крупнопористыми с размерами пор более 20 мкм. Образцы МКС изготавливались методом металлокерамического производства (гидропрессование с последующим

спеканием в вакууме) из трех видов исходных мелкодисперсных порошков: никелевого карбонильного (ПНК) со средним диаметром частиц $\bar{d}_v = 10$ мкм, никелевого электролитического (ПНЭ) с $\bar{d}_v = 0,45$ мкм и $\bar{d}_v = 0,9$ мкм, и титанового порошка (ПТОМ) с $\bar{d}_v = 16$ мкм. Варьированием давления прессования, температуры спекания и, в некоторых случаях, концентрации наполнителя изменялись характеристики исследуемых образцов МКС. Измерения максимального размера пор d_b проводились на продув смоченного образца воздухом, а функции распределения пор по размерам на ртутном поромере по известной методике. Транспортные характеристики МКС (коэффициент проницаемости К) получены при исследовании течения жидкости и газа через образцы. Из оригинальных результатов отметим впервые полученные особенности массопереноса газа (пара) и жидкости в МКС. Все результаты для коэффициента проницаемости, полученные при исследовании течения газа, превышают соответствующие значения при течении жидкости на (10-30)%. Для этого было проведено исследование влияния разреженности газа на скорость его фильтрации через большинство образцов МКС. Характерный вид полученной зависимости представлен на рис. 3.

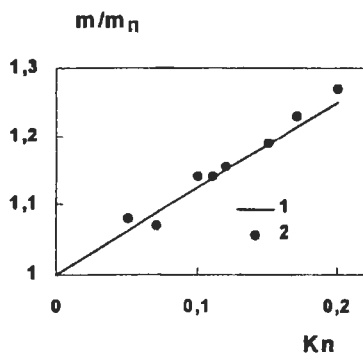


Рис. 3. Зависимость относительной массовой скорости (m/m_n) протекания газа через МКС от числа Кнудсена (Kn)

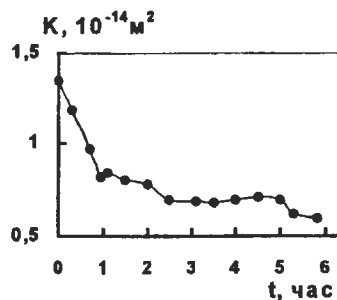


Рис. 4. Зависимость коэффициента жидкостной проницаемости МКС (K) от времени протекания (t) (дистиллированная вода насыщенная воздухом – $1,5 \text{ см}^3/\text{см}^3$)

Экспериментальные данные достаточно хорошо описываются теорией течения газов в цилиндрических капиллярах с константой скольжения, полученной Черчиньяни в виде $\xi(\beta) = (2 - 0,8534\beta)/\beta$, где β - коэффициент аккомодации, который для данного режима обычно близок к 1. В этом случае, массовый расход газа, отнесенный к массовому расходу при течении в гидродинамическом Пуазейлевском режиме, может быть представлен как $\bar{m}/\bar{m}_n = (1 + \xi(\beta)Kn)$, когда

число $K_n = (0 - 0.2)$. Не смотря на то что, эта формула строго справедлива для цилиндрических капилляров, оказалось ей можно пользоваться и для МКС. Тогда можно считать, что при числах $K_n = (0 - 0.2)$ коэффициент проницаемости МКС, определяемый из уравнения Дарси, для газов (K_v) может быть определен выражением $K_v / K_l = (1 + \xi(\beta)K_n)$, где (K_l) коэффициент проницаемости по жидкости и он действительно на (10-30)% выше, чем у жидкости. Данную специфическую особенность надо учитывать при расчете КТТ.

При исследовании течения жидкости через МКС обнаружено не воспроизводимое уменьшение коэффициента проницаемости МКС с течением времени. Характерный вид такой зависимости для МКС приведен на рис. 4. Для выявления физического механизма этого явления был проведен ряд экспериментов, в частности, по изучению влияния температуры. При этом обнаружены некоторые гистерезисные явления, которые не отмечены в известной литературе. Данные экспериментов доказали, что основной причиной этого является наличие растворенного в жидкости газа. Показана необходимость в тщательной деаэрации жидкости при работе с МКС.

В капиллярных насосах КТТ МКС должна выполнять не только функцию гидрозатвора, т.е. выдерживать необходимый перепад давлений, но и быть теплозатвором, препятствующим проникновению тела в компенсационную полость. Кроме того, теплопроводность МКС в зоне парообразования должна быть максимальной, поскольку от этого сильно зависит коэффициент теплоотдачи. Таким образом, знание теплофизических свойств МКС важно для расчета и конструирования КН и КТТ. Передача тепла в МКС реализуется благодаря сочетанию двух взаимосвязанных процессов: передачи тепла через межчастичные контакты и через среду, заполняющую поровое пространство МКС. Качественный и количественный анализ этих процессов чрезвычайно затруднен вследствие неопределенности и сложности механизмов передачи тепла в гетерогенных средах. Из оригинальных результатов отметим впервые полученные экспериментальные данные по теплопереносу в МКС с учетом специфики формирования межчастичных контактов при спекании. Анализ существующих полумпирических модельных представлений показал невозможность обобщения этих методов на МКС. Поэтому на основе экспериментальных данных делается вывод о том, что в МКС большую роль играют явления в контактных межчастичных зонах, обладающих повышенным тепловым сопротивлением. Учет этого контактного теплового сопротивления в теории ансамблевого усреднения дает хорошее согласие теоретических и экспериментальных данных, приведенных на рис. 5. Для исследования процессов формирования межчастичных контактов и изучения состава адсорбционных слоев была создана оригинальная высоковакуумная ($P_{\text{мин}} = 10^{-7}$ Па) установка, позволяющая вести изучение процессов, происходящих при вакуумном спекании МКС, с постоянным масс-спектрометрическим анализом газовыделений (квадрупольный масс-спектрометр МХ-7304). Измерение электрической, а не тепловой проводимости структуры осуществлялось в целях исключения влияния конвективной и излу-

чающей составляющей на процессы формирования МКС. На рис. 6 приведена характерная динамика этого процесса. Масс-спектрометрический анализ показал, что сильное газовыделение с образцов, в период резкого уменьшения их электросопротивления, связано с десорбцией воды (18 масса), доля которой в общем спектре достигала до 80% при температуре (150-220) °С. При увеличении температуры более 250 °С доля воды резко падала и при 500 °С составляла 10%. Второе сильное газовыделение связано с 44 массой (по видимому CO_2), максимальная доля которой составляла до 60% при температуре около 500 °С. В анализируемых масс-спектрах присутствовали также 2, 16, 28, 40 массы, однако их термодесорбции не были обнаружены. Анализ влияния физически-адсорбированных слоев в месте межчастичных контактов на теплопроводность МКС не дает полного объяснения пониженной теплопроводности МКС. Очевидно, в контактных зонах существуют более устойчивые слои с низкой теплопроводностью, не разрушаемые в процессе вакуумного спекания. Возможной причиной образования таких слоев может быть наличие оксидных пленок на поверхности частиц. Специально поставленные эксперименты по изучению зависимости теплопроводности и пористости МКС от температуры спекания показывают, что при плавном уменьшении пористости образцов, характеризующем их усадку при росте T , зависимость $\lambda = f(T)$ имеет скачок в диапазоне температуры спекания (для ПНЭ) $T = (700-750)$ °С. Очевидно, при этих температурах происходит сплавление межчастичных контактов с окончательным разрушением оксидных пленок.

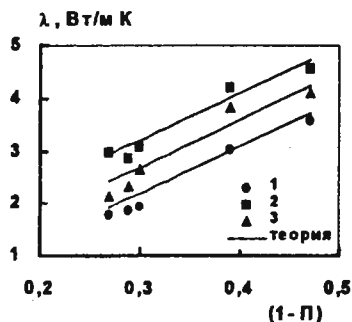


Рис. 5. Зависимость коэффициентов эффективной теплопроводности МКС (λ) от пористости (Π): 1 – образец с воздухом; 2 – образец с водой; 3 – образец с этиловым спиртом

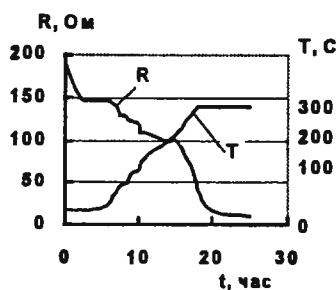


Рис. 6. Динамика изменения электросопротивления спекаемого образца МКС (R) (спрессованного из порошка ПНЭ при давлении прессования $P=10^7$ Па) при постоянной скорости откачки и плавном разогреве

Таким образом, в настоящей главе впервые получены оригинальные результаты по кинетике формирования межчастичных контактных зон в МКС, их структурные, транспортные и теплофизические свойства. Обнаружены методы воздействия на них, что особенно важно для практики, и созданы принципиаль-

ные основы управления проводящими свойствами МКС с близкими структурными параметрами.

В третьей главе представлен материал по изучению процессов фазовых превращений (парообразования) при капиллярном транспорте теплоносителя.

Элементарной ячейкой капиллярного насоса тепловой трубы является одиночный испаряющий мениск и процессы, происходящие в области мениска, определяют как капиллярный транспорт теплоносителя, так и интенсивность парообразования. В капиллярных структурах КТТ испарение теплоносителя с поверхности менисков вызывается перегревом каркаса КС относительно температуры пара в пароотводных каналах. Смачивание каркаса КС теплоносителем является необходимым условием его транспорта в зону испарения, в то же время, известно, что перегрев смачиваемой поверхности приводит к нарушению смачивания, т.е. к возрастанию краевого угла смачивания по сравнению с условиями фазового равновесия в статике. Анализ работ по теории и экспериментальным исследованиям полимолекулярных смачивающих пленок показал, что температурный напор, приводящий к нарушению смачивания, значительно меньше, чем температурный напор, необходимый для интенсивного парообразования. Таким образом, противоречивость моделей испаряющего мениска, основанных на учете межмолекулярного взаимодействия при смачивании, не позволяет использовать их для расчетов коэффициента теплоотдачи в КС КТТ.

Проведенный модельный эксперимент по интенсивному испарению дистиллированной воды, ацетона, н-пентана и их смесей из стеклянного капилляра с внутренним диаметром 0,2 мм показал, что испаряющий мениск плавно переходит в пленку значительной длины (более 1 мм) и толщины (1-10 мкм), покрывающую стенки осушенной части капилляра. Из-за значительной толщины пленки ($h > 0,1$ мкм) ее образование не может быть объяснено теорией полимолекулярных смачивающих пленок (рис. 7).

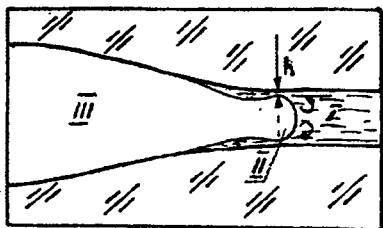


Рис. 7. Испаряющий мениск в капилляре (рисунок выполнен с фотографии): I — жидкость; II — тень от мениска; III — область наблюдаемой пленки

В эксперименте также установлено, что основным режимом парообразования в капилляре при встречных тепловых и массовых потоках, характерных для КН КТТ, является испарение с поверхности мениска, вплоть до достижения максимального расхода теплоносителя. Вскипание теплоносителя под мениском не зафиксировано. Следует отметить, что при дальнейшем увеличении температурного напора возникает режим пульсаций, при котором из капилляра выбрасываются капли жидкости. Однако, в МКС, где инерция потока жидкости мала

по сравнению с вязкими силами, наиболее вероятен режим устойчивого испарения.

На основе проведенных оригинальных экспериментов предлагается новая физическая модель испаряющего мениска. Интенсивное испарение жидкости в капилляре приводит к повышению концентрации нелетучих примесей на поверхности мениска. Зафиксированное в эксперименте термокапиллярное течение, направленное к более холодной центральной части мениска, вызывает объемную циркуляцию теплоносителя с образованием ячеек Марангони, причем теплоноситель по оси капилляра движется от испаряющего мениска. Обогащенный примесями теплоноситель поступает в тонкопленочную часть мениска, где его дальнейшее испарение выносит примеси на поверхность. Так как нелетучие примеси являются, как правило, поверхностно-инактивными веществами (ПИНАВ), повышающими поверхностное натяжение основного теплоносителя, то образующаяся цилиндрическая пленка имеет меньшую кривизну поверхности, чем полусферический мениск. Таким образом, процесс генерации пара в соответствии с предлагаемой моделью выглядит следующим образом: а) наличие примесей в любом теплоносителе приводит к концентрации нелетучих примесей в зоне испаряющего мениска. Термокапиллярные течения постоянно обновляют поверхность мениска, вынося примеси в пленки, покрывающие стенки капилляра; б) плавный переход испаряющего мениска в пленку, обогащенную примесями, эквивалентен нулевому углу смачивания Θ , который в динамических условиях интенсивно испаряющего мениска не зависит от материала стенок капилляра и теплоносителя; в) основным режимом парообразования при встречных тепловых и массовых потоках с капиллярным транспортом теплоносителя, является испарение с поверхности менисков. В хаотической капиллярной структуре испаряющие мениски располагаются в конусных, расширяющихся по направлению движения теплоносителя, порах, где их положение более устойчиво.

Следующий этап исследования предусматривал изучение тепло- и массопереноса в капиллярных структурах при фазовых переходах в условиях, соответствующих условиям работы испарителей (КН) ТТ. Исследованию парообразования в КС посвящено огромное количество работ. В основном эти работы исследовали механизм теплообмена в ТТ "классического типа", когда выход пара реализован с противоположной от места контакта с нагревателем поверхности КС, т.е. направление потока тепла и пара преимущественно совпадают. При этом выделяют два характерных режима теплообмена в КС. ТТ "классического типа": испарение и кипение, причем последнему соответствует наиболее интенсивный теплообмен. В КТТ, использующих МКС, реализована принципиально иная схема парообразования, по которой отбор пара осуществляется в месте контакта КС с нагревателем при помощи регулярной системы пароотводных каналов (т.н. "обращенный или перевернутый" мениск). При этом потоки тепла и пара в КС преимущественно противоположны. Ряд экспериментальных и теоретических работ посвященных исследованию парообразования в этих

схемах не дают ясного ответа на вопрос: какая из существующих схем парообразования более термодинамически эффективна? Для ответа на этот вопрос была сконструирована измерительная ячейка, позволяющая при небольших изменениях моделировать обе схемы парообразования и осуществлять быструю смену исследуемых КС. Исследования были проведены на трех типах КС: на пористых сетчатых материалах (ПСМ), на пористых порошковых материалах (ППМ – МКС из титана) и на высокопористых ячеистых материалах (ВПЯМ). Сравнение результатов, полученных для выбранных образцов КС, проводилось по максимальному отводимому тепловому потоку и по коэффициенту теплоотдачи. Эти данные представлены на рис. 8.

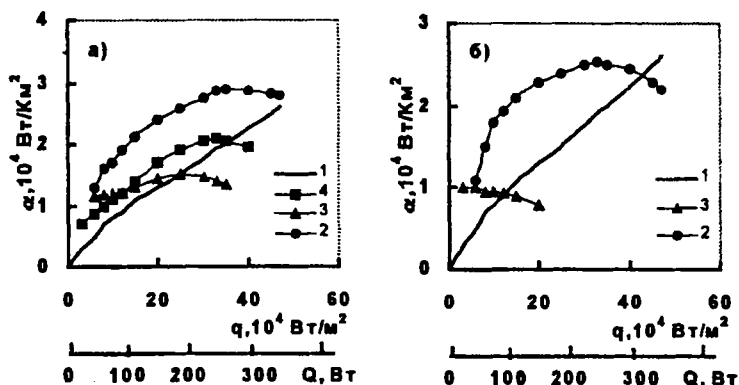


Рис. 8. Зависимость коэффициента теплоотдачи от величины тепловой нагрузки.

Сопоставление данных для различных схем организации парообразования и типов КС:

1 – кипение на свободной поверхности нагревателя; 2 – парообразование со встречными потоками тепла и массы (толщина КС: ППМ, $\delta = 7$ мм; ПСМ, $\delta = 4$ мм); 3, 4 – парообразование со свободной поверхности КС (классическая схема).

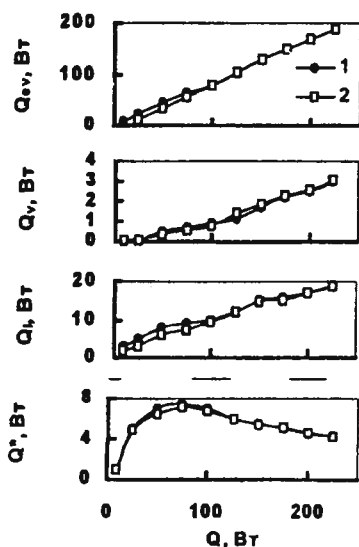
а) – ПСМ, вода, 3 - $\delta = 4,5$ мм; 4 - $\delta = 0,5$ мм; б) – ППМ, вода, 3 - $\delta = 1$ мм

Из анализа экспериментальных данных следует, что для всех типов капиллярных структур переход от классической схемы к схеме с "перевернутым" мениском (КТТ) приводит как к увеличению максимального отводимого теплового потока, так и смещению максимума коэффициента теплоотдачи в область больших тепловых потоков. Для сетчатых КС это превышение составляло 20-25%, а для титановых МКС уже более 130%. Этими экспериментами впервые показано, что организация парообразования в широком спектре КС по схеме со встречными потоками тепла и массы, используемой в КТТ, более термодинамически эффективна, чем организация по классической схеме. Физическая причина отмеченных различий видится в том, что отвод пара непосредственно от теплоподводящей поверхности по системе правильно организованных пароотводящих каналов облегчает выход пара из парогенерирующих пор и приводит к увеличению площади поверхности фазового контакта жидкость – твердое тело.

Следующий этап исследований предусматривал непосредственное изучение тепло - и массопереноса в МКС при фазовом переходе в условиях, приближенных к условиям работы КН КТТ. Для этого была специально сконструирована и изготовлена экспериментальная установка, предусматривающая снятие максимального количества данных о температурных полях испарителя, распределение тепловых потоков в разных его зонах, смену теплоносителя, МКС и системы организации пароотводных каналов. Кроме того, можно было создавать как дополнительный потенциал для прокачки жидкости через МКС, так и уменьшать его. В общем случае тепловой поток, подводимый к МКС (Q), распределяется так, что большая его часть расходуется на испарение жидкости (Q_{ev}) на поверхности, контактирующей с нагревателем. Меньшая часть его расходуется на перегрев пара (Q_v), на нагрев жидкости (Q_l) от температуры на входе в испаритель (T_c) до температуры испарения (T_v) (часть в капиллярной структуре, часть в компенсационной полости) и наконец часть тепла рассеивается в окружающую среду теплопередачей через стенки компенсационной полости (Q^*). Из оригинальных результатов данного исследования отметим уточнение расчета массового расхода циркулирующего теплоносителя, который предлагается определять:

$$\dot{m} = \frac{Q - Q^*}{H_{ev} + c_{pv}(T_{ev} - T_v) + c_l(T_{ev} - T_c)}, \text{ а не } \dot{m} = Q/H_{ev},$$

где T_{ev} , T_v - температура пара в зоне испарения и в паровом канале соответственно, c_{pv} и c_l - удельные теплоемкости пара и жидкости соответственно. На рис. 9 приведены экспериментальные зависимости распределения тепловых потоков в экспериментальной ячейке КТТ.



Как видно из этих данных тепловая мощность, потребляемая на разогрев

пара, незначительна и не превышает 2% от величины подводимого тепла и ей можно пренебречь. На разогрев жидкости уходит до 10% от подводимого тепла (до 80% этого разогрева происходит в КС) и до 8% тепла рассеивается в окружающую среду, причем последнее носит не линейный характер.

Рис. 9. Тепловые потоки в экспериментальной ячейке (Q_{ev} , Q_v , Q_l , Q^*) имитирующей испаритель КТТ, в зависимости от подводимой тепловой нагрузки (Q) и давления жидкости: 1 - столб жидкости над испарителем ($H = 0,3$ м); 2 - столб жидкости под испарителем ($H = 0,3$ м, капиллярная подпитка). Парообразование в МКС, изготовленной из порошка электролитического никеля со средним размером частиц 0,9 мкм (ПНЭ-0,9)

При исследовании эффективности парообразования в КС ТТ чаще всего рассматривают зависимости коэффициента теплоотдачи от подводимого теплового потока. Характерные зависимости, полученные в эксперименте с МКС из титанового порошка (ПГОМ), представлены на рис. 10.

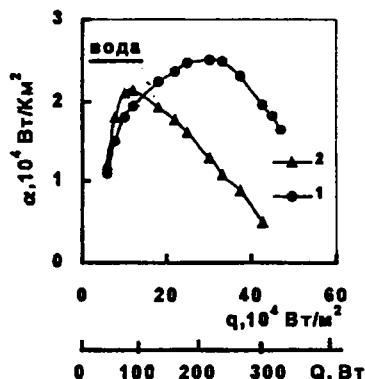


Рис. 10. Зависимость коэффициента теплоотдачи (α) от величины подводимого теплового потока (Q) и плотности теплового потока (q) для титановой МКС со средним радиусом пор 3,7 мкм: 1 – столб жидкости над образцом ($H = +0,3$ м); 2 – столб жидкости под образцом ($H = -0,3$ м)

Зависимости имеют ярко выраженный максимум, причем положение максимума зависит от способа подпитки КС. Выход на максимум и последующее уменьшение коэффициента теплоотдачи можно объяснить заглублением фронта парообразования вглубь капиллярной структуры. Это заглубление приводит к осушению более крупных пор, что затрудняет выход пара и увеличивает его гидросопротивление, для преодоления которого необходим дополнительный температурный напор. Данное обстоятельство приводит к снижению коэффициента теплоотдачи с ростом плотности теплового потока и очевидно зависит от давления столба жидкости.

На основе полученных в настоящей главе экспериментальных данных о парообразовании в МКС автором впервые предложена модель процессов парообразования в МКС с "перевернутым" мениском, суть которой сводится к следующему. Распределения размеров пор в МКС имеет статистический характер, а интервал распределения зависит от формы исходных частиц и технологии изготовления МКС. На основе описанных ранее процессов парообразования в одиночном испаряющем мениске, можно утверждать, что процесс парообразования в такой структуре имеет сложный характер, который не позволяет провести достаточно четкой границы поверхности парообразования. Эта поверхность представляется как хаотическая поверхность испаряющих менисков, обращенных в сторону пароотводных каналов и располагающихся в конусных, расширяющихся по направлению движения теплоносителя, порах, где их положение более устойчиво. В порах МКС с локальными расширениями, превышающими размер критического зародыша паровой фазы в данном месте МКС, реализуется режим похожий на кипение жидкости, сопровождаемый локальными пульсациями жидкости и выбросом ее в пароотводной канал. При этом механизм транспортировки жидкости в поровом пространстве может приобрести

дискретный характер, в виде чередующихся столбиков жидкости и паровых пузырей. Выброшенная из пор жидкость, частично попадает на горячую стенку корпуса и испаряется, частично уносится паром и не участвует в передаче тепла. Таким образом, механизм парообразования и связанный с ним механизм теплообмена в капиллярных насосах КТТ носит весьма сложный характер. Он представляет собой совокупность различных процессов, протекающих одновременно, в связи с чем, аналитическое описание данных процессов, в силу их сложного характера, представляется крайне затруднительным.

В четвертой главе суммированы экспериментальные данные по исследованию процессов парообразования в КТТ при воздействии различных динамических факторов, влияющих на капиллярный транспорт теплоносителя. Это, прежде всего, воздействие неблагоприятных (в направлении переноса тепла) линейных и вибрационных ускорений. Для этих целей были специально сконструированы и изготовлены центрифуга и вибростенд, специализированные для проведения теплофизических измерений. Радиус штанги центрифуги – 2,2 м, скорость вращения постоянна и составляет 1,1 об/с, что обеспечивает ускорение исследуемого объекта до 12g (до 120 м/с²). Изменение ускорений, действующих на исследуемый объект, достигается изменением его расположения по радиусу штанги. Неравномерность ускорений при длине объекта до 0,3 м менее 10%. Основные характеристики вибростенда следующие. Диапазон частот (20 – 1000) Гц, дополнительный диапазон до 16 кГц. Амплитуда вибраций на низких частотах – до 7 мм. Мощность, подаваемая на подвижную катушку вибростенда – до 300 Вт. Конструкция станины вибростенда и крепление исследуемого объекта допускает произвольное положение объекта относительно направления вибраций и вектора ускорения свободного падения.

При разработке КТТ для систем охлаждения бортовой радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) осуществлялся выбор теплоносителя и минимальных размеров испарителя, парового канала, конденсатора и компенсационной полости, оптимизация конструктивных элементов. В окончательном варианте рекомендованы две базовые КТТ: одна с цилиндрическим испарителем диаметром 10 мм и длиной зоны теплоподвода 65 мм для охлаждения микроблоков с общей герметизацией, другая с плоской зоной теплоподвода, имеющей форму круга диаметром 20 мм, для охлаждения силовых полупроводниковых приборов. Длина теплопереноса $L = (300 - 350)$ мм, диаметр конденсатора – 9 мм, диаметр паропровода – 2 мм. Капиллярные структуры с эффективным радиусом пор $r_{\text{эф}} = (0,15 - 6,4)$ мкм изготовлены спеканием из порошка никелевого электролитического ПНЭ-0,9 и имеют открытую пористость 0,62-0,68%. Всего изготовлено и исследовано 20 КТТ с цилиндрическим испарителем и 8 КТТ с плоским испарителем, причем часть из них представляет лабораторные образцы, а другая часть предназначена для натурных испытаний в бортовой РЭА. В дальнейшем такие КТТ были названы "миниатюрные" (МКТТ). Для сравнения были проведены также исследования в этом плане и с другими конструкциями ТТ: инжекторной КТТ (см. рис. 1б); пульсационной ТТ и промышленных образцах пло-

ских "классических" ТТ для вычислительной техники (завод-изготовитель п/я 8754, маркировка ТТ ДсНЗ.049.009 и ДсНЗ.049.018).

На рис. 11 приведены типичные зависимости средней температуры в испарителе от величины линейных ускорений, действующих на МКТТ. КТТ с плоским испарителем последовательно заправлялась ацетоном, н-пентаном, фреоном-11 и для контроля снова ацетоном при этом повторяемость результатов в пределах ошибки эксперимента.

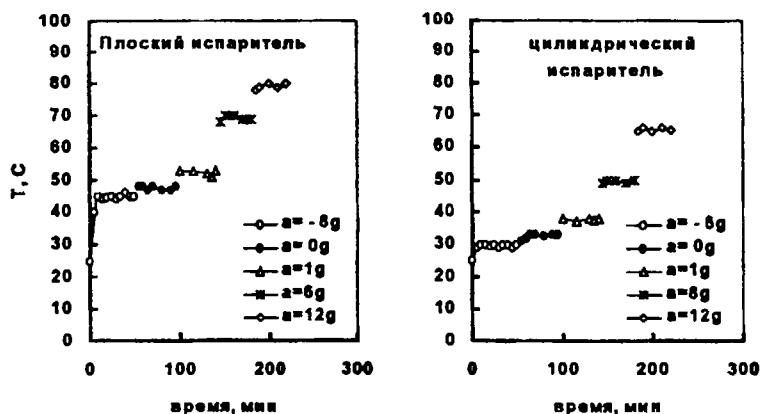


Рис. 11. Динамика изменения средней температуры испарителя МКТТ при смене величины ускорений: $Q = 25$ Вт, теплоноситель – ацетон, водяное охлаждение конденсатора при температуре 25°C ("–" благоприятные ускорения; "+" неблагоприятные ускорения, $\varphi = +90^\circ$)

Из анализа этих экспериментальных данных впервые показано, что неблагоприятно направленные ускорения вызывают уменьшение максимального теплового потока и увеличение перепада температур между испарителем и конденсатором в КТТ. Характерные температуры КТТ не зависят от предыстории независимо от порядка включения нагревателя и запуска центрифуги, изменения теплового потока от меньшего к большему и наоборот. Длительная работа фреоновой КТТ при 10г оказалась невозможной из-за нехватки капиллярного потенциала КС в этих условиях. Использование бинарных теплоносителей, например, смеси н-пентана и ацетона, для КТТ нежелательно, так как это приводит к ухудшению характеристик по сравнению с характеристиками при однокомпонентном теплоносителе.

Также впервые исследовано воздействие линейных ускорений на инжекторную ($L = 1$ м) КТТ и пульсационную ($L = 0,4$ м) ТТ. Показано, что данные контурные схемы тепловых труб (пульсационная ТТ представляет собой незамкнутый капиллярный контур с низким капиллярным давлением) также слабо чувствительны к воздействию перегрузок и могут быть рекомендованы для эксплуатации в этих неблагоприятных для капиллярного транспорта условиях.

Исследование воздействия линейных ускорений на работу промышленно выпускаемых "классических" ТТ для вычислительной техники (завод-изготовитель п/я 8754, маркировка ТТ ДсНЗ.049.009 и ДсНЗ.049.018) показали, что их применение возможно только в условиях действия ускорений в направлении перпендикулярном направлению передачи тепла, т.е. в условиях не влияющих на капиллярный транспорт теплоносителя. В режиме благоприятных ускорений ($\varphi = -90^\circ$) при линейных ускорениях $a = -10g$ термическое сопротивление этих ТТ возрастало с 1,1 К/Вт при отсутствии ускорений до 4,5 К/Вт. Таким образом, "классических" ТТ весьма чувствительны к ускорениям и не могут быть рекомендованы к использованию в этих условиях.

Воздействие вибрационных ускорений (рис. 12) в диапазоне частот до 16 кГц слабо сказывается на рабочие характеристики КТТ, хотя в области низких частот (до 100 Гц) и ориентации ТТ ($\varphi = +90^\circ$) имеет место возрастание рабочих температур при прочих равных условиях. Причина данного явления не вполне ясна, возможно, в данном диапазоне частот в теплопередающем контуре возникают резонансные явления, приводящие к временному отрыву жидкости от испарителя и к некоторому росту его температуры.

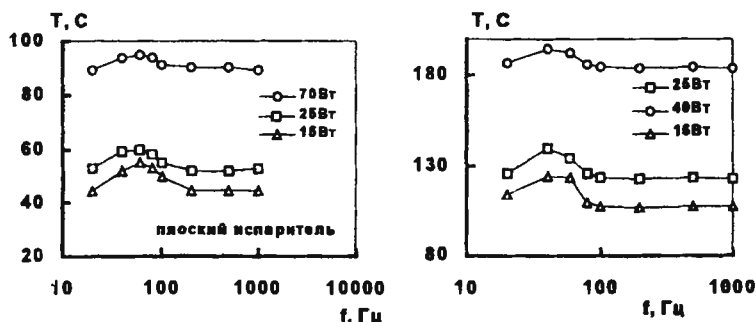


Рис. 12. Зависимость средней температуры испарителя МКТТ (слева) и пульсационной ТТ (справа) для вибрационных ускорений величиной $a_f = 5g$, $\varphi = +90^\circ$ от частоты вибраций, теплоноситель - ацетон

Эти впервые проведенные экспериментальные исследования также позволили установить ряд факторов динамического характера, представляющих интерес для теоретического описания процессов в КТТ. Во-первых, установлено, что пар в пароотводных каналах испарителя при работе КТТ является перегретым. Следовательно, при расчете КТТ необходимо различать температуру насыщения, соответствующую давлению пара, и реальную температуру пара. Во-вторых, обнаружено, что давление в компенсационной полости (КП), работающей КТТ, превышает давление насыщенного пара. При увеличении теплового потока температура КП снижается, а давление возрастает тогда, как в неработающей КТТ измеренное давление при различных температурах соответствует линии насыщения. Таким образом, можно предположить, что в КП, работающей

шей КТТ, собирается неконденсирующий газ, выделение которого носит динамический характер и связано с интенсивностью испарения, и это подтверждает ранее предложенную модель испаряющего мениска.

Пятая глава посвящена моделированию процессов тепломассопереноса в двухфазных теплопередающих контурах с капиллярными насосами. При проектировании и эксплуатации сложных контуров теплопереноса с двухфазным теплоносителем моделирование является одним из основных средств обоснования конструкторских решений и правил эксплуатации. Успешное применение известных программных разработок (SINDA/FLUINT, ATHLET, RELAP, RADCAD, SinapsPlus и т.д.) для расчетов динамических процессов двухфазных контуров (ДФК), таких как центральная система теплоотвода Международной космической станции "Альфа", система терморегулирования ядерных энергетических установок и др., может вызвать иллюзию возможности решения проблемы расчетного исследования любых ДФК с помощью набора стандартных вычислительных модулей. Однако все проводимые расчетные исследования должны быть, во-первых, уточнены для новых ДФК с капиллярными насосами, во вторых, обязательно верифицированы на экспериментальных установках, которые являются неотъемлемой частью процесса системного моделирования.

В этом смысле представленный в предыдущих главах экспериментальный материал, а также результаты других авторов могут быть хорошей базой для моделирования процессов в КТТ, как элемента ДФК КН. Основным элементом КТТ является КН, где происходит генерация пара и возврат жидкого теплоносителя, и который определяет работу КТТ в целом. В самом общем виде моделирование процессов в КТТ сводится к решению сопряженной задачи тепломассопереноса с начальными и граничными условиями в зонах источника и стока тепла, теплообменом с окружающей средой и конструктивными особенностями КТТ. Практически всегда приходится делать ряд допущений, обусловленных либо спецификой процессов, либо необходимостью получения приемлемых решений. Технически процедура моделирования КТТ обычно заключается в определении перепадов давления (гидродинамическая задача) на основных участках контура и перепада температур (тепловая задача) в теплонапряженных элементах (преимущественно в испарителе). Эти перепады связаны рассмотренными выше (гл. 1) условиями работоспособности. Гидродинамическая задача особых проблем не вызывает, поэтому основное внимание уделяется тепловой задаче в испарителе, которая описывается системой дифференциальных уравнений сохранения энергии, уравнением неразрывности и уравнениями движения Навье-Стокса.

Для упрощения задача разбивается на три краевых задачи: 1 - однофазное течение и теплообмен в компенсационной полости испарителя; 2 - однофазное течение и теплообмен в капиллярной структуре и 3 - двухфазное течение и теплообмен в области пароотводных каналов испарителя. Краевые задачи имеют условия сшивания на границах, граничные и начальные условия. Как правило, задается подводимый тепловой поток к испарителю (либо температура источ-

ника тепла и механизм теплообмена между ним и испарителем) и температура сброса тепла и механизм теплообмена между стоком тепла и конденсатором КТТ. Решение системы уравнений основано на ряде приближений (осесимметричность, приближение Буссинеска в поле тяжести, отсутствие перетечек тепла по неконтролируемым поверхностям и т.д.), на приведение к безразмерному виду и введение новых переменных в виде функции тока и функции вихря. В этом случае система с соответствующими граничными и начальными условиями решается численно координатно-итерационным методом чередующихся направлений (ADI). Фактически решение такой сложной системы уравнений сводится к нахождению средних температур на границах раздела фаз в компенсационной полости и на поверхности испаряющих менисков, которые в соответствии с условием (2) связаны с перепадом давления во внешнем контуре КТТ.

Другой подход к данной задаче основывается на нахождении тех же температур из решения модифицированного уравнения теплопроводности, записанного для одномерной стационарной теплопроводности в цилиндре с объемными стоками тепла \dot{q} в виде

$$\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = \frac{\dot{q}}{\lambda_{ef}}, \quad (4)$$

где λ_{ef} коэффициент эффективной теплопроводности КС с жидкостью. Полагая

$$\dot{q} = \frac{\dot{m} C_l dT}{2\pi r dr L} = \varepsilon_w \lambda_{ef} \frac{dT}{r dr}, \quad \dot{m} = \frac{Q}{Hev(T_v) + C_l(T_v)(T_v - T_c)}, \quad (5)$$

получим, после преобразований, одномерное стационарное уравнение переноса тепла в КС с псевдоконвективным членом ε_w .

Для цилиндрической геометрии:
$$\frac{d^2T}{dr^2} + (1 - \varepsilon_w) \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = 0, \quad \varepsilon_w = \frac{\dot{m} C_l}{2\pi L \lambda_{ef}} \quad (6)$$

и для плоской геометрии:
$$\frac{d^2T}{dx^2} - \varepsilon_w \frac{dT}{dx} = 0, \quad \varepsilon_w = \frac{\dot{m} C_l}{S \lambda_{ef}}, \quad (7)$$

где C_l - удельная теплоемкость жидкости, L , S - длина и поверхность КС.

Решения этих уравнений для соответствующих геометрий следующие:

$$T = C_1 r^{\varepsilon_w} + C_2, \quad \text{цилиндрическая геометрия} \quad (8)$$

$$T = C_1 e^{\varepsilon_w x} + C_2, \quad \text{плоская геометрия} \quad (9)$$

Не смотря, на довольно грубую замену реальной конвекции псевдоконвекцией решение данного уравнения существенно проще, имеет аналитический вид и физически обосновано для МКС с большим капиллярным потенциалом и малым размером пор, где скорость движения жидкости достаточно мала. Упрощается в этом случае и решение двумерных задач, которое может быть найден аналитически как произведение одномерных решений в безразмерном виде.

На рис. 13 приведены сравнительные данные этих подходов для двух теплоносителей, существенно отличающихся крутизной линии насыщения.

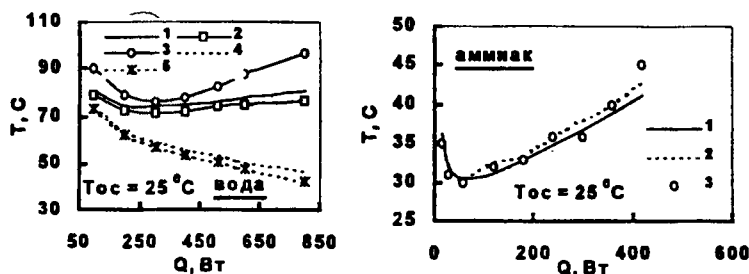


Рис. 13. Сравнение расчетных и экспериментальных данных для характерных температур КТТ ($L = 1 \text{ м}$, $d_{\text{ж}} = 32 \text{ мм}$, $\phi = 90^\circ$): 1, 2 - температуры пара на выходе из паропроводных каналов для модели с псевдоконвекцией и натуральной конвекцией в КП соответственно, 3 - экспериментально измеренная температура пара, 4, 5 - температура на границе раздела фаз в КП для модели с псевдоконвекцией и натуральной конвекцией в КП соответственно

Как видно из сопоставления этих данных различие в моделях почти не заметно для аммиака (более крутая линия насыщения в рассматриваемом диапазоне температур), более заметно для воды и обе модели достаточно неплохо, для технических расчетов, совпадают с экспериментальными данными. Поэтому в дальнейшем для сопоставления экспериментальных и расчетных данных используется модель расчета температурных полей в испарителе КТТ с псевдоконвекцией, как наиболее простая для физического моделирования.

При моделировании процессов тепломассопереноса в однофазных областях испарителя КТТ преследовалась естественное стремление снизить его внутреннее сопротивление $\Delta P_{\text{ин}}$, которое зависит от толщины и структуры фитиля (КС). На рис. 14 показано влияние толщины и структуры КС на температуру испарителя при прочих равных условиях. Видно, что для изотропных КС снижение $\Delta P_{\text{ин}}$ и температуры испарителя достигается снижением толщины КС, однако это возможно до определенной толщины КС. Дальнейшее снижение толщины КС приводит к нарушению связности пор и появлению "пробойных" для пара пор, что весьма сложно отразить в расчетной модели. Отсюда несогласованность расчета и эксперимента при малых толщинах КС. На этом же рисунке справа демонстрируется возможность значительного улучшения рабочих характеристик КТТ (увеличение максимального теплового потока в 1,5 раза при снижении температуры испарителя) при правильной организации многослойной КС, когда пограничный размер пор убывает от впитывающей к испаряющей поверхности КН в соответствии с установленными закономерностями (см. далее гл. 6). Экспериментальные данные подтверждают, что нарушение этих закономерностей, т.е. резкое изменение пограничных размеров пор (например: трехслойная КС толщиной первого слоя $\delta_1 = 2 \text{ мм}$ и $r_{\text{сд1}} = 0,7 \text{ мкм}$, второго - $\delta_2 = 3$

мм и $\Gamma_{\text{с2}} = 7$ мкм, третьего - $\delta_3 = 3$ мм и $\Gamma_{\text{с1}} = 15$ мкм) приводит к ухудшению рабочих параметров даже по отношению к изотропной КС и в некоторых случаях к срыву работы КТТ. Таким образом, впервые экспериментально установлено что, анизотропные КС дают путь увеличения капиллярного давления и улучшение параметров КТТ и это, в некоторых случаях, становится сравнимым с подобными системами с механическими насосами. Кроме того, использование КТТ в условиях невесомости, часто, требует заполнения компенсационной полости т.н. вторичным фитилем (более крупнопористой КС) для локализации жидкости в испарителе. При этом возникают важные практические рекомендации: соотношения размеров пор первичного и вторичного фитиля должно подчиняться определенным правилам или на границе между ними должны быть созданы условия для эвакуации в КП возможного образования пара, например, дополнительные пароотводные каналы.

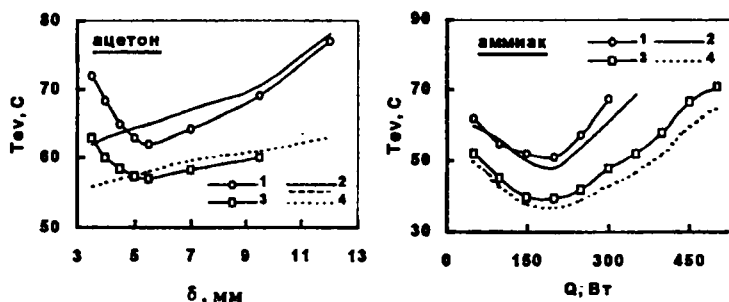


Рис. 14. Влияние толщины и структуры фитиля на рабочие характеристики КТТ:

слева – плоский испаритель; $L = H = 0,4$ м; $\Gamma_{\text{с1}} = 1$ мкм; 1, 2 – эксперимент и расчет при 50 Вт; 3, 4 – эксперимент и расчет при 25 Вт, ($H = L \sin \varphi$); справа – цилиндрический испаритель ($d = 30$ мм); $L = 6$ м, $H = 4$ м; 1, 2 – эксперимент и расчет для изотропной КС толщиной $\delta = 8$ мм и $\Gamma_{\text{с1}} = 0,7$ мкм; 3, 4 – эксперимент и расчет для анизотропной (трехслойной) КС толщиной первого слоя $\delta_1 = 2$ мм и $\Gamma_{\text{с1}} = 0,7$ мкм, второго - $\delta_2 = 3$ мм и $\Gamma_{\text{с2}} = 2$ мкм, третьего - $\delta_3 = 3$ мм и $\Gamma_{\text{с1}} = 5$ мкм

При моделировании процессов тепло и массообмена в двухфазной зоне пароотводных каналов возникают вопросы, практически связанные, прежде всего, с выбором числа, геометрии, места размещения и формы пароотводных каналов. Из технологических соображений пароотводные каналы чаще всего размещают на стыке корпуса испарителя и КС, причем, легче их организовать на поверхности КС. Меньшая часть их имеет аксиальное направление (направление выхода пара из испарителя) и служит для сбора пара в паропровод, большая часть ориентирована в радиальном направлении, имеет меньшие размеры и шаг и служит для сбора пара в аксиальные пароотводные каналы. По тем же соображениям каналы чаще всего имеют треугольное или прямоугольное сечение. Минимизация функции суммарного гидравлического сопротивления по пару и жидкости в зоне парообразования дает оптимальную величину поверхностной

площади занятой пароотводными каналами отнесенную к поверхности теплоподвода, равную (0,45 – 0,55) в зависимости от свойств теплоносителя. На рис. 15 представлены результаты экспериментального исследования влияния расстояния между радиальными пароотводными каналами (l_r) на коэффициент теплоотдачи испарителя КТТ (число аксиальных пароотводных каналов $N_a = 4$, квадратного сечения со стороной $d_a = 1$ мм; радиальные пароотводные каналы квадратного сечения со стороной $d_r = 0,5$ мм)

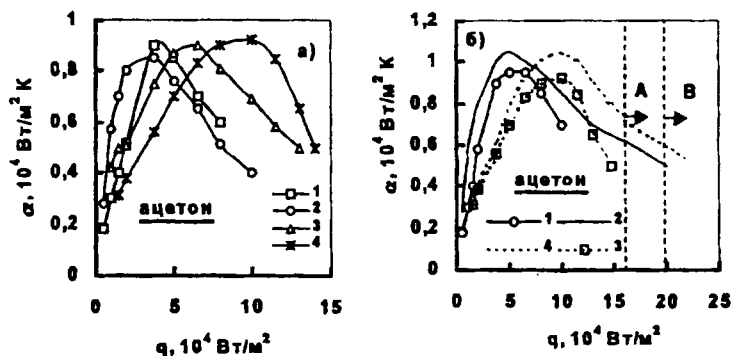


Рис. 15. Зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока:

а) – плоская зона подвода тепла, $H = 0,4$ м; $d_{wв} = 30$ мм; 1 - $l_r = 4$ мм; 2 - $l_r = 3$ мм;

3 - $l_r = 2$ мм; 4 - $l_r = 1$ мм;

б) - плоская зона подвода тепла, $H = 0,4$ м; $d_{wв} = 30$ мм; $l_r = 1$ мм; 1, 2 – эксперимент и расчет при $1g$; 3, 4 – эксперимент и расчет при $1g$; А – пересыхание зоны парообразования при $10g$, В – при $1g$

Расчет зоны парообразования достаточно сложен, поскольку граница этой зоны "плавающая", проходит в соответствии с функцией распределения пор по размерам внутри КС и определяется из условия прекращения испарения внутри КС. При расчете вводится эффективный размер зоны парообразования ($b \approx 10 - 100$ мкм), по технологическим причинам ширина выступа КС между пароотводными каналами $l_r \geq 500$ мкм поэтому $l_r > b$, критерий Био (Bi) $Bi \gg 1$ и в испарителях КТТ реализуются неблагоприятные условия объемного парообразования, ухудшающие выход пара в пароотводные каналы. При $l_r \gg b$ и $Bi \gg 1$ система уравнений, описывающая теплообмен в двухфазной зоне упрощается и решается методом последовательных приближений численно. Результаты такого расчета для коэффициента теплоотдачи с учетом термического контактного сопротивления КС с корпусом испарителя и сравнение с экспериментом в условиях "повышенной" гравитации представлены на рис. 15б, где видно неплохое соответствие этих данных. На рис 15а отчетливо видна тенденция смещения максимальной величины коэффициента теплоотдачи в сторону больших значений плотности теплового потока при уменьшении расстояния между радиальными пароотводными каналами с $l_r = 4$ мм до $l_r = 1$ мм, что находится в соответствии с предлагаемой расчетной моделью.

Предложенная выше физическая и математическая модель расчета КТТ не учитывает одну из важных проблем тепловых труб – образование неконденсирующихся газов. В замкнутом корпусе КТТ источником газовой выделения являются не достаточно очищенные в процессе изготовления поверхности деталей, растворенные в теплоносителе газы, медленно идущие химические реакции, причем КС может выступать в качестве их катализатора и т.п. Результаты измерения давления в КП работающей КТТ и факты образования пленок у испаряющего мениска свидетельствует о том, что процесс газовой выделения носит обратимый характер. Вынос и повышение концентрации химически активных примесей в пленках испаряющих менисков КС интенсифицируют условия для газовой выделения. Потоком теплоносителя газообразные продукты реакций выносятся в компенсационную полость, повышая в ней давление. Вводя константу газовой выделения для данного теплоносителя $C' = dP_g/dQ$ можно проводить уточнение расчетов характерных температур КТТ в зависимости от этой константы, и тем самым анализировать допустимую концентрацию примесей в теплоносителе.

В шестой главе проведен анализ максимальной теплотранспортной способности ($TC = QL$) классических и контурных тепловых труб, обсуждаются пути увеличения TC КТТ за счет оптимизации порового пространства капиллярных структур. На основе анализа TC аналитически и экспериментально показана возможность использования схемы КТТ для инверсии (реверса) теплового потока. Теплотранспортная способность обуславливается переносом массы циркулирующей в ТТ рабочей жидкости и напрямую связана с параметрами капиллярной структуры, которая обеспечивает эту циркуляцию, выполняя роль капиллярного насоса (КН) в соответствии с условием работоспособности (1). При дальнейшем анализе полагалось: ТТ работает в испарительном режиме; задача одномерная; в ТТ реализуется ламинарный режим течения в жидкой фазе; жидкостная проницаемость КС связана с эффективным размером пор $K_1 = K_0 \Gamma_{ef}^2$, где K_0 – некоторая функция, в первом приближении не зависящая от Γ_{ef} . В таком приближении выражение для максимальной TC имеет вид:

а) ламинарный режим течения в паровом канале ($Re \leq 2100$)

$$QL = \frac{2\sigma r_{ef} - \Delta P_g r_{ef}^2}{(E + D)r_{ef}^2 + \beta B}, \quad \Delta P_g = \rho_l(T_c) g L \sin\varphi, \quad (10)$$

б) турбулентный режим течения в паровом канале ($Re > 2100$)

$$QL = \frac{2\sigma r_{ef} - \Delta P_g r_{ef}^2}{(C + D)r_{ef}^2 + \beta B}, \quad (11)$$

где $\rho_l(T_c)$ – плотность жидкости при температуре жидкости T_c ; g – ускорение свободного падения, $\beta \leq 1$ – коэффициент анизотропии КС (для изотропных КС $\beta = 1$). $H = L \sin\varphi$ – превышение испарителя над конденсатором.

Значения коэффициентов B , C , D и E в выражении (10) и (11) отражают конструкционные особенности классических и контурных ТТ и режим течения пара в них. Для классических ТТ:

$$E = 128 \frac{\eta_v(T_v)}{\rho_v(T_v) H_{ev} \pi d_v^4}, \quad B = \frac{\eta_l(T_l)}{\rho_l(T_l) H_{ev} K_0 S_{kc}}, \quad (12)$$

$$C = 0.6328 \text{Re}^{0.75} \frac{\eta_v(T_v)}{\rho_v(T_v)} \frac{1}{\pi d_v^4} \frac{1}{H_{ev}(T_v)}, \quad \text{Re} = \frac{4QL}{\pi \eta_v(T_v) H_{ev}(T_v) d_v L}, \quad D = 0,$$

где индексы l и v относятся к жидкости и пару, η - вязкость, d - диаметр, S_{kc} - поперечное сечение КС.

Для контурных ТТ в приближении $L_v = L_l = L$, $\Delta P_{in}^l = \Delta P_{in}^v$:

$$E = 128 \frac{\eta_v(T_v)}{\rho_v(T_v) H_{ev} \pi d_v^4}, \quad D = 128 \frac{\eta_l(T_l)}{\rho_l(T_l) H_{ev} \pi d_l^4},$$

$$C = 0.6328 \text{Re}^{0.75} \frac{\eta_v(T_v)}{\rho_v(T_v)} \frac{1}{\pi d_v^4} \frac{1}{H_{ev}(T_v)}, \quad B = \frac{2\eta_l(T_l)\delta}{\rho_l(T_l) H_{ev} K_0 L S_{imp}}, \quad (13)$$

δ - толщина КС от впитывающей до испаряющей поверхности испарителя, S_{imp} - площадь подвода тепла в испарителе КТТ.

Из оригинальных результатов следует отметить, что анализ выражений (10) и (11) на экстремум показывает, что максимум максимальной теплотранспортной способности достигается при определенном значении эффективного радиуса пор КС (r_{ef}^*), что соответствует случаю, когда внутреннее гидросопротивление капиллярного насоса равно гидросопротивлению его внешнего контура $\Delta P_{in} = \Delta P_{ex}$.

На рис. 16 приведены зависимости $QL = f(r_{ef})$ классических и контурных ТТ при различных превышениях испарителя над конденсатором $H = L \sin \phi$.

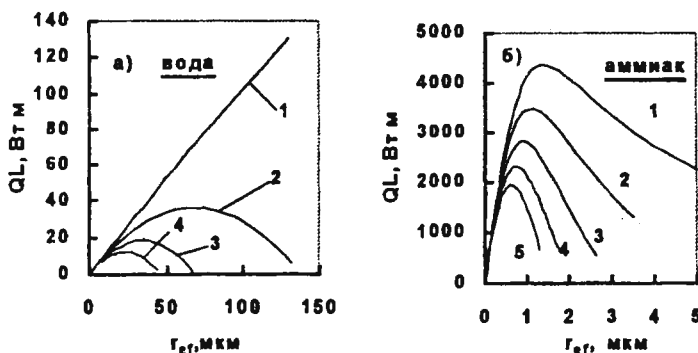


Рис. 16. Зависимость теплотранспортной способности от эффективного радиуса пор КС при различных превышениях испарителя над конденсатором ТТ: а) - классическая ТТ с порошковой КС ($S_{kc} = 3,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$), 1 - $H = 0 \text{ м}$; 2 - $H = 0,1 \text{ м}$; 3 - $H = 0,2 \text{ м}$; 4 - $H = 0,3 \text{ м}$; б) - контурная ТТ ($S_{kc} = 6,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$), 1 - $H = 0 \text{ м}$; 2 - $H = 1 \text{ м}$; 3 - $H = 2 \text{ м}$; 4 - $H = 3 \text{ м}$; 5 - $H = 4 \text{ м}$

Из представленных данных отчетливо видна тенденция уменьшения значений $(QL)_{\max}$ и r_{ef}^* с увеличением H и снижением аксиальной площади теплопереноса

$S_{\text{эк}}$. Однако, контурная схема ТТ позволяет значительно увеличить теплопроводную способность, по сравнению с классической. Исходя из анализа ТС определены условные границы эффективного использования классической и контурной схем ТТ по величине внешнего воздействия $\Delta P_{\text{эк}}$ или по величине капиллярного давления, которым должен обладать КН ТТ для компенсации этого воздействия.

Увеличить ТС КТТ возможно и за счет снижения $\Delta P_{\text{из}}$ капиллярного напоя. В КН КТТ реализуется преимущественно встречное движение потоков тепла и массы так, что КС выполняет функции теплового и гидравлического затвора. Поэтому при определенной оптимальной толщине КС δ естественное стремление снизить внутреннее сопротивление КН ($\Delta P_{\text{из}}$) приводит к использованию анизотропных (многослойных) КС с уменьшением размеров пор от впитывающей поверхности ($x = 0$) до поверхности испарения ($x = \delta$) (см гл. 5). При этом уменьшение размеров пор в направлении x должно подчиняться условиям сохранения жидкой фазы теплоносителя в порах КС, т.е. в каждом микрослое в направлении x должно выполняться условие фазового равновесия жидкость-пар:

$$r(x) \leq \frac{2\sigma}{P_s(T(x)) - P(x)}, \quad (14)$$

где $P_s(T(x))$ - давление насыщенного пара при температуре в сечении x , $P(x)$ - давление в жидкости в этом же сечении. При невыполнении условия (14) в КС произойдет вскипание жидкости, что приведет к нарушению подачи жидкости в слой с меньшим размером пор.

Для определения пограничной зависимости $r(x)$ (соответствует равенству в формуле (14)) необходимо знать профиль температур и давлений в направлении x по толщине КС. При постановке задачи сделаны следующие допущения: задача одномерная, капиллярное давление обеспечивается микрослоем на границе раздела фаз ($x = \delta$); размер пор КС уменьшается в направлении x согласно условию равновесия фаз (8); заданы плотность теплового потока в зоне подвода тепла $q = Q/S_{\text{мп}}$, температура пара T_v , и гидравлическое сопротивление внешнего контура $\Delta P_{\text{эк}}$. Уравнения переноса энергии и массы в КН КТТ (см. гл. 5) и граничные условия следующие:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \varepsilon \frac{dT}{dx} = 0, \quad \varepsilon = \frac{\dot{m} c_l (T_v)}{S_{\text{мп}} \lambda_{\text{ef}}}, \quad (15)$$

$$\frac{dP}{dx} = -\dot{m} \frac{\eta_l(T_v)}{\rho_l(T_v)} K(x), \quad K(x) = K_0 r_{\text{ef}}^2(x). \quad (16)$$

$$x=0, \lambda_{\text{ef}} \frac{dT(x)}{dx} = \dot{m} c_l [T(x) - T_0], \quad P(x) = P_s(T_0), \quad T_0 = T_s [P_s(T_v) - \Delta P_{\text{эк}}]. \quad (17)$$

$$x = \delta, \quad T(x) = T_v, \quad r_{\text{ef}} = \frac{2\sigma}{\Delta P_{\text{эк}} + \Delta P_{\text{из}}}. \quad (18)$$

Совместное решение уравнений (9)-(12) дает для пограничного эффективного радиуса пор следующее решение:

$$r(x) = r_{ef} \frac{\exp(\varepsilon \delta) - 1}{\exp(\varepsilon x) - 1}. \quad (19)$$

Тогда внутреннее сопротивление при течении жидкости по анизотропной КС будет равно:

$$\Delta P_{in} = QL \frac{B}{\delta} \frac{\int_0^\delta [\exp(\varepsilon x) - 1]^2 dx}{[\exp(\varepsilon \delta) - 1]^2 r_{ef}^2} = \beta \frac{QLB}{r_{ef}^2},$$

$$\beta = f(\varepsilon \delta) = \frac{2\varepsilon \delta + \exp(2\varepsilon \delta) - 4\exp(\varepsilon \delta) + 3}{2\varepsilon \delta [\exp(\varepsilon \delta) - 1]} \leq 1. \quad (14)$$

Анализ максимальной теплотранспортной способности КТТ показывает, что применение анизотропных КС с изменяющимся размером пор в соответствии с (19), приводит к увеличению ТС в 2-2,5 раза (рис. 17). Кроме того, характер изменения размеров пор важно учитывать при использовании вторичных КС, применяемых часто в условиях невесомости.

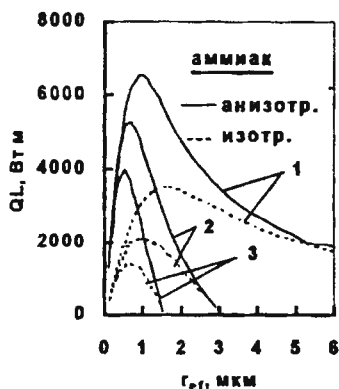


Рис. 17. Зависимость $QL = f(r_{ef}, H)$ для КТТ:

1 – $H = 0$ м; 2 – $H = 2$ м; 3 – $H = 4$ м; $L = 6$ м;
 $d_v = d_1 = 2$ мм; $\delta = 6$ мм; $S_{imp} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$

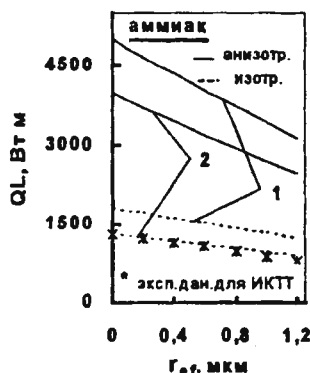


Рис. 18. Зависимость $QL = f(r_{ef}, H)$ для КТТ

(1) и ИКТТ (2): $L = 1,5$ м; $\delta = 6$ мм;
 $S_{imp} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $r_{ef} = 1,5$ мм

Одна из основных конструктивных особенностей КТТ, позволяющая существенно снизить внутреннее сопротивление КН и реализовать имеющееся капиллярное давление на преодоление сопротивлений внешнего контура, является локализация КС только в зоне подвода тепла. Однако из-за этого, КТТ обладают явно выраженными диодными свойствами по отношению к передачи тепла и тем самым теряется способность к инверсии тепла, которой обладают классические ТТ. С этой целью было исследовано два варианта для реализации инверсии теплового потока с помощью КТТ. Первый – две автономные КТТ, обеспечивающие реверс тепла за счет по переменной работе каждой из КТТ. Второй – собственно инверсионная РКТТ, состоящая из двух последовательно

соединенных КН, меняющих роль испарителя и конденсатора в зависимости от смены направления теплового потока (рис.19) При этом ясно, что второй КН является дополнительным гидросопротивлением при циркуляции жидкости по контуру.

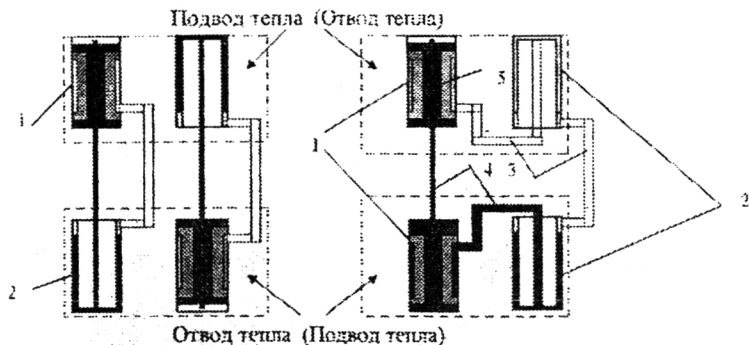


Рис. 19. Контурные тепловые трубы с инверсией (реверсом) тепла: 1 – капиллярный насос (испаритель); 2 – конденсатор; 3 – паровой канал; 4 – жидкостной канал; 5 – КС (фитиль)

Результаты такого анализа в виде зависимости $QL = f(r_{ef}, H)$ приведены на рис. 18. Расчетные значения ТС для инверсионной КТТ превышают экспериментальные на 10%, что позволяет с достаточной степенью точности предсказать максимальную ТС и для инверсионной КТТ.

Таким образом в данной главе впервые получены выражения для анализа максимальной теплотранспортной способности ДФК КН и намечены пути ее увеличения с помощью анизотропных КС, проведена оптимизация порового пространства КС и получены необходимые для этого коэффициенты анизотропии. Проведено моделирование многослойных КС и сравнение с экспериментальными данными, подтверждающими разработанные модели.

В сельмой главе рассматриваются примеры реализации систем терморегулирования для обеспечения температурных режимов некоторых устройств и технологических процессов с помощью тепловых труб. Основным элементом КТТ является испаритель или капиллярный насос, от свойств которого в существенной мере зависят свойства КТТ. Некоторые конструктивные варианты капиллярных насосов приведены на рис. 20. При этом, гидроаккумулятор (КП) может быть расположен как внутри капиллярного насоса, так и вне него. Это определяется режимом пассивного или активного терморегулирования. Кроме того, в зависимости от его размеров и в отсутствии гравитации он может быть снабжен крупнопористой капиллярной структурой, которая при любых условиях должна обеспечивать подпитку мелкопористой (основной) капиллярной структуры. Для этого на границе крупнопористой и мелкопористой структур организуется система вспомогательных пароотводных каналов.

Для сбора тепла с большой поверхности можно использовать несколько капиллярных насосов (рис.21). При этом они могут быть параллельно подклю-

чен к контуру и иметь общую паровую и жидкостную линии (В), а могут иметь независимые собственные контура (А). С точки зрения надежности системы независимое подключение контуров лучше, однако, при этом могут быть несколько хуже массогабаритные параметры системы в целом.

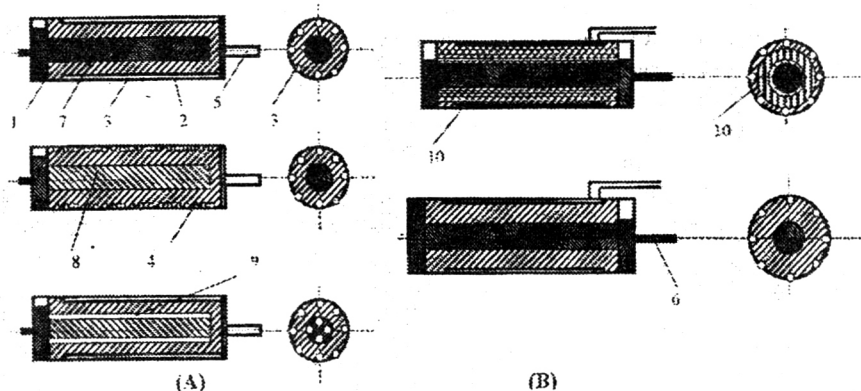


Рис. 20. Капиллярные насосы КТТ с тупиковой (А) и симметричной (В) компенсационной полостью: 1-корпус; 2-капиллярная структура (КС) (фитиль); 3-аксиальные паропроводные каналы; 4-радиальные паропроводные каналы; 5-паровой канал; 6-жидкостной канал; 7-компесационная полость (КП); 8-дополнительный фитиль; 9-дополнительные паропроводные каналы; 10-анизотропная (многослойная) КС

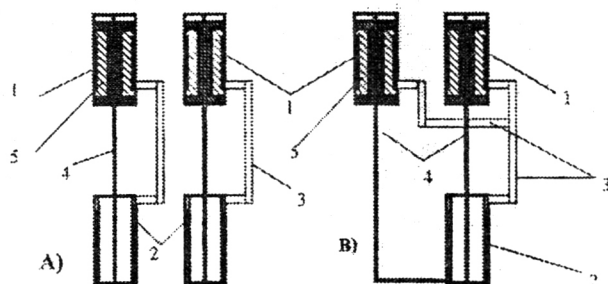


Рис. 21. Независимое (А) и параллельное (В) соединение капиллярных насосов: 1-капиллярный насос (испаритель); 2-конденсатор; 3-паровой канал; 4-жидкостной канал; 5-капиллярная структура (фитиль)

Независимое соединение в виде двух КТТ реализовано для охлаждения блока силовой электроники в герметичном исполнении (цилиндрические испарители) и отдельных полупроводниковых диодов и транзисторов (плоские испарители) в летательных аппаратах. При этом, впервые проведены испытания миниатюрных КТТ в составе изделия при воздействии линейных и вибрационных ускорений величиной до 100 м/с^2 . Показано также, что для этих условий минимальный диаметр испарителя не менее 10 мм, впервые проведены ресурсные испытания КТТ с теплоносителем аммиак в течение 10000 часов и 23 лет

хранения и при этом не выявлено заметных отклонений в рабочих характеристиках КТТ.

Впервые показано использование КТТ с инъекцией пара (см. рис.1б), где используется кратность потоков жидкости и пара, для жидкостного охлаждения дополнительных источников тепла, размещенных на циркуляционном контуре. В этом случае источники и приемники тепла, мощность каждого из которых не превосходит мощности основного источника, размещаемого на испарителе (КН) КТТ, последовательно чередуются на циркуляционном контуре. Проведенные испытания с размещением на однофазном циркуляционном контуре плоской платы с элементами РЭА показали, что в диапазоне тепловых нагрузок 300-600 Вт в испарителе и кратности потоков жидкости и пара 5-40, циркулирующим теплоносителем можно снимать с платы тепловые нагрузки до 150 Вт при температуре платы 50 °С. Это позволяет создавать на основе КТТ с инъекцией пара разветвленные системы обеспечения тепловых режимов различных объектов. Кроме того, эта КТТ мало чувствительна к ускорениям (рис.15а).

Впервые разработана и испытана КТТ с коаксиальным испарителем и внутренним подводом тепла для поддержания температурного режима разрядной камеры излучателя. Здесь же отработаны новые технологические приемы соединения фитиля с корпусом испарителя. Проведены также испытания подобной КТТ с коаксиальным испарителем для охлаждения печей спекания и отжига постоянных магнитов.

Перспективы применения контурных схем тепловых труб прорабатывались совместно с американскими фирмами TRW (Los Angeles) и Swales Aerospace (Washington). Исследовались максимальные возможности КТТ при увеличении длины теплопереноса (включая невесомость и неблагоприятное воздействие ускорений) и при увеличении аксиальной плотности теплового потока (снижение диаметров паро- и конденсаторопроводов). Впервые разработана и испытана аммиачная КТТ длиной $L = 6$ м и диаметром паро- и конденсаторопроводов $d_v = d_k = 2$ мм, обеспечивающая аксиальную плотность теплового потока 6 кВт/см^2 ($60 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$) при превышении испарителя над конденсатором $H=4$ м и температуре испарителя $T_{\text{св}} = 60^\circ\text{C}$. Эти данные и данные других авторов создали предпосылки для проведения в ноябре 1997 г. на шатле Columbia успешных испытаний аммиачной КТТ в течение 213 часов в диапазоне тепловых нагрузок (15-400 Вт) и при рабочих температурах от -27°C до $+66^\circ\text{C}$.

Проведены испытания контурных схем тепловых труб при благоприятном воздействии силы тяжести (конденсатор выше испарителя). Такая ситуация реализуется часто в стационарных, земных условиях. Поскольку контурная схема ТТ позволяет осуществлять гибкую связь между испарителем и конденсатором и обладает диодными свойствами в передаче тепла, то это было использовано при разработке и испытанию двух контурного бытового холодильника. В морозильную камеру холодильника вставлен испаритель КТТ, а конденсатор выставлен на внешней стороне здания (сделан как бы второй контур охлаждения). Тем самым реализовано поддержание требуемого теплового режима в холодильнике в зимнее время без использования компрессора, т.е. без потре-

ния электроэнергии. Испытания в лабораторных условиях показали, что при температуре снаружи здания от -7°C до -30°C температура в холодильнике поддерживалась от -2°C до -20°C без включения компрессора, причем такая ситуация в нашей климатической зоне возможна в течении 5-7 месяцев. При увеличении температуры снаружи автоматически включается компрессорный цикл холодильника и тем самым обеспечивается требуемый режим работы.

Впервые проведены испытания КТТ для обеспечения требуемых тепловых режимов тепловыделяющих элементов (ТВЭЛ) в ядерном реакторе (ЯЭУ) при моделировании максимальной проектной аварии. При воздействии ионизирующего излучения на теплоноситель КТТ (воду) наблюдался радиолиз воды, поэтому система имела каталитический регенератор продуктов радиолиза. Испытания подтвердили возможность использования КТТ с регенераторами в условиях воздействия ионизирующего излучения.

Рассмотренные некоторые применения КТТ не ограничивают их возможности. Тем более, что в некоторых случаях они могут быть либо альтернативными подобным системам с механическими насосами, либо дополнять их. Этому способствуют и современные тенденции развития техники.

В заключении сформулированы основные результаты диссертационной работы:

1. Развита основные представления о функциональных признаках и условиях работоспособности двухфазных контуров теплопереноса с капиллярными насосами (ДФК КН). Установлены наиболее характерные рабочие циклы таких систем и их связь с линией насыщения теплоносителя. Определены основные конструктивные схемы построения ДФК КН.

2. Разработана модель для гидродинамического анализа максимальной теплотранспортной способности ДФК КН в зависимости от типа и свойств капиллярной структуры, геометрии ДФК КН и внешних воздействий. Установлены критерии эффективности ДФК КН по величине внешнего гидросопротивления ΔP_{ex} . Для "классической" схемы - $\Delta P_{\text{ex}} \leq 5 \text{ кПа}$, для контурной - $\Delta P_{\text{ex}} \geq (5-7) \text{ кПа}$. Сформулирована физическая и математическая модель оптимизации порового пространства капиллярной структуры контурных тепловых труб (КТТ). На основе предложенной модели впервые экспериментально и теоретически показано, что применение анизотропной капиллярной структуры с определенным законом изменения размеров пор от ее впитывающей до испаряющей поверхности приводит к увеличению теплотранспортной способности КТТ в 2-2,5 раза при снижении термического сопротивления. На основе такого анализа КТТ теоретически и экспериментально впервые реализована возможность инверсии (реверса) теплового потока с помощью КТТ, не смотря на присущие контурным тепловым трубам диодные свойства.

3. Развита методы комплексного экспериментального и аналитического исследования процессов получения мелкопористых капиллярных структур (МКС) и тепломаассопереноса в них. Разработаны и изготовлены экспериментальные установки, реализующие эти методы. На основе экспериментально по-

лученных результатов по массопереносу в МКС и их аналитического обсуждения показано, что: а) - жидкостная проницаемость МКС хорошо описывается результатами расчетов по ртутным порогам при введении коэффициента извилистости, равного 5; б) - наличие растворенного в жидкости газа приводит к не воспроизводимому по времени уменьшению коэффициента жидкостной проницаемости МКС в 5-6 раз, показана необходимость в тщательной деаэрации жидкости; в) - при течении газа (пара) в МКС реализуется переходный (течение со скольжением) от молекулярного к гидродинамическому (пуазейлевскому) режим течения, что приводит к увеличению проницаемости по газу по сравнению с жидкостной. Экспериментальные данные достаточно хорошо описываются теорией течения газов в цилиндрических капиллярах с константой скольжения, предложенной Черчиньяни.

Показано, что на процессы теплопереноса в МКС существенную роль играют межчастичные контакты. При исследовании процессов формирования межчастичных контактов при вакуумном спекании МКС установлено, что повышенное сопротивление межчастичных контактов обусловлено наличием на поверхности частиц адсорбированных слоев. Методом термостимулированной десорбции с одновременным масс-спектральным анализом продуктов десорбции получено, что физически адсорбированные слои межчастичных контактов состоят из 18 (H_2O) и 44 (CO_2) массы, определены их температуры десорбции. Их наличие в межчастичных контактах приводит к уменьшению теплопроводности МКС на (15-25)%. Основной же вклад в формирование слоев с повышенным тепловым сопротивлением вносят пленки оксидов, исчезающие при плавлении частиц. Таким образом, изучены условия целенаправленного воздействия на тепловую проводимость МКС (2-х - 3-х кратное изменение) при слабом изменении ее гидравлической проводимости, что весьма важно, например, для КТТ. В результате сравнения полученных экспериментальных данных об эффективной теплопроводности МКС с данными математического моделирования уточнена физическая модель пористого тела с учетом повышенного сопротивления межчастичных контактов.

4. Развита методика исследования процессов парообразования при капиллярном транспорте теплоносителя. В модельном эксперименте по интенсивному испарению чистых жидкостей и бинарных смесей из стеклянного капилляра установлено, что, во-первых, испаряющий мениск плавно переходит в макроскопическую пленку, смачивающую стенки капилляра, во-вторых, основным режимом парообразования при встречных тепловых и массовых потоках, характерных для испарителей КТТ, является испарение с поверхности мениска. На основе этих экспериментов предложена новая модель испаряющего мениска, учитывающая термокапиллярные течения на поверхности мениска и эффект выноса и концентрации нелетучих примесей в пленку перед мениском. Установлено, что плавный переход мениска в пленку, обогащенную примесями, эквивалентен нулевому углу смачивания и в динамических условиях испаряющего мениска не зависит от материала стенок капилляра и теплоносителя, т.е. угол смачивания имеет смысл только в статических равновесных условиях.

Экспериментально доказано, что организация парообразования в широком спектре имеющихся капиллярных структур по схеме со встречными потоками тепла и массы, используемых в КТТ, более термодинамически эффективна, чем организация по классической схеме, причем эта эффективность возрастает с ростом капиллярной нагрузки. Данный факт связан со спецификой отбора и эвакуации пара из наиболее теплонапряженных слоев капиллярной структуры, прилегающих к поверхности теплоподвода, и имеет непосредственное практическое приложение к интенсификации теплообмена при фазовых превращениях.

5. Впервые экспериментально изучены особенности процессов парообразования в ДФК КН при воздействии различных динамических факторов, влияющих на капиллярный транспорт теплоносителя. Установлено, что влияние вибрационных ускорений в диапазоне частот 20 – 16000 Гц, при амплитудах вибраций до 7 мм (вибрационные ускорения до 10g) слабо сказывается на рабочие характеристики ДФК КН, хотя при неблагоприятных ускорениях (в направлении передачи тепла) в области низких частот (до 100 Гц) зафиксировано возрастание термического сопротивления ДФК КН на 15-30%. Воздействие линейных постоянных ускорений не сказывается на параметры ДФК КН только в случаях перпендикулярного действия ускорений по отношению к направлению передачи тепла. В остальных случаях при изменении величины ускорений от -6 g до +12 g классические схемы тепловых труб не приспособлены для работы в этих условиях (резкое возрастание термического сопротивления и выход из рабочих параметров). Для КТТ влияние линейных ускорений меньше и при изменении величины ускорений от -6 g до +12 g термическое сопротивление увеличивается в 2-3 раза без нарушений работы КТТ, при этом имеет место и смещение максимума коэффициента теплоотдачи испарителя в сторону меньших тепловых нагрузок. Таким образом, контурная схема тепловых труб более приспособлена к воздействию неблагоприятных ускорений и может быть рекомендована для эксплуатации в этих условиях.

Установлено также влияние внутренних динамических факторов, обусловленных обратимыми процессами газовыделения, в работающих КТТ. Экспериментально зафиксировано не соответствие линии насыщения теплоносителя между давлением и температурой на границе раздела фаз в компенсационной полости. В неработающей КТТ такое соответствие наблюдается. Это состояние реализуется в результате выделения неконденсирующегося газа в пленках испаряющих менисков и сбора его в области с минимальным давлением в контуре, т.е. в компенсационной полости.

6. Развита методика системного моделирования ДФК КН, предусматривающие во-первых, уточнение расчетных исследований, во-вторых, обязательную верификацию их на экспериментальных установках. Установлено что, процедура моделирования сводится к определению перепадов давления (гидродинамическая задача) на основных участках контура и перепада температур (тепловая задача) в теплонапряженных элементах (преимущественно в испарителе). Эти перепады связаны условиями работоспособности ДФК КН. Проведен ана-

лиз решений, базирующихся на описании с использованием системы дифференциальных уравнений сохранения энергии, уравнения неразрывности и уравнений Навье-Стокса и на описании с использованием модифицированного уравнения теплопроводности с псевдоконвективным членом. Установлено их хорошее соответствие между собой и имеющимися экспериментальными данными. Для инженерных расчетов рекомендован второй подход, позволяющий иметь аналитические решения удобные для анализа и оптимизации ДФК КН. На основе этого подхода проведено моделирование однофазных и двухфазных областей КТТ. Установлена возможность значительного увеличения тепло-транспортной способности КТТ при правильной организации многослойной КС, когда пограничный размер пор убывает от впитывающей к испаряющей поверхности испарителя в соответствии с расчетной экспоненциальной зависимостью. Полученные экспериментальные данные хорошо вписываются в расчетные зависимости. Доказано что, заполнение компенсационной полости КТТ вторичным фитилем (более крупно пористая КС), необходимым для гидравлической связи с первичным фитилем (МКС) в условиях невесомости, должно подчиняться тем же правилам.

Установлены основные закономерности организации двухфазной зоны испарителя (зоны пароотводных каналов). Показано что, в МКС КТТ реализуются неблагоприятные условия объемного парообразования при увеличении тепловой нагрузки и отступлении фронта парообразования вглубь фитиля. Для оптимизации этой зоны необходимо уменьшать расстояние между радиальными пароотводными каналами до 50-100 мкм, что не всегда возможно по технологическим соображениям.

7. Впервые разработаны, изготовлены и испытаны миниатюрные КТТ для охлаждения блоков силовой электроники в герметичном исполнении (цилиндрические испарители), и отдельных полупроводниковых диодов и транзисторов (плоские испарители) для летательных аппаратов. Проведены испытания КТТ в составе изделия при воздействии линейных и вибрационных ускорений, проведены ресурсные испытания. Для сбора тепла с большой поверхности предложено параллельное, независимое соединение КТТ.

Впервые показано использование инжекторной КТТ для создания разветвленных систем охлаждения с размещением охлаждаемых объектов на циркуляционном контуре. Показана слабая чувствительность инжекторной КТТ к линейным ускорениям.

Впервые разработана и испытана КТТ с коаксиальным испарителем и внутренним подводом тепла для поддержания температурного режима разрядной камеры излучателя. Здесь же отработаны новые технологические приемы соединения фитиля с корпусом испарителя. Проведены также испытания подобной КТТ с коаксиальным испарителем для охлаждения печей спекания и отжига постоянных магнитов.

Проведены испытания контурных схем тепловых труб при благоприятном воздействии силы тяжести (конденсатор выше испарителя). Такая ситуация реализуется часто в стационарных, земных условиях. Поскольку контурная схе-

ма ТТ позволяет осуществлять гибкую связь между испарителем и конденсатором и обладает диодными свойствами в передаче тепла, то это было использовано при разработке и испытанию двух контурного бытового холодильника. Впервые проведены испытания КТТ для обеспечения требуемых тепловых режимов тепловыделяющих элементов (ТВЭЛ) в ядерном реакторе (ЯЭУ) при моделировании максимальной проектной аварии.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В РАБОТАХ:

1. Герасимов Ю.Ф., Майданик Ю.Ф., Щеголев Г.Т., Филиппов Г.А., Стариков Л.Г., Кисеев В.М., Долгирев Ю.Е. Низкотемпературные тепловые трубы с раздельными каналами для пара и жидкости. // Инженерно- физический журнал (ИФЖ), 1975, т. 28, №6, с. 957-960.
2. Герасимов Ю.Ф., Майданик Ю.Ф., Долгирев Ю.Е., Кисеев В.М., Филиппов Г.А., Стариков Л.Г. Некоторые результаты исследования низкотемпературных тепловых труб, работающих против поля тяжести. // Инженерно- физический журнал (ИФЖ), 1976, т. 30, №4, с. 581-586.
3. Герасимов Ю.Ф., Кисеев В.М., Майданик Ю.Ф., Долгирев Ю.Е. Низкотемпературные тепловые трубы с инъекцией пара. // ИФЖ, 1977, т. 33, №4, с. 573-580.
4. Герасимов Ю.Ф., Кисеев В.М., Непомнящий А.С., Майданик Ю.Ф., Долгирев Ю.Е. Влияние структуры залпорной стенки на работу антигравитационной тепловой трубы. // Сборник научных трудов "Разработка, изготовление и исследование тепловых труб" - Киев: Общество "Знание" Украинской ССР, 1977, с. 37-38.
5. Герасимов Ю.Ф., Майданик Ю.Ф., Кисеев В.М., Долгирев Ю.Е., Непомнящий А.С. Изготовление и исследование фитилей низкотемпературных антигравитационных тепловых труб // Сборник научных трудов "Разработка, изготовление и исследование тепловых труб" - Киев: Общество "Знание" Украинской ССР, 1977, с. 38-39.
6. Долгирев Ю.Е., Герасимов Ю.Ф., Майданик Ю.Ф., Кисеев В.М. Расчет тепловой трубы с раздельными каналами для пара и жидкости // ИФЖ, 1978, т. 34, №6, с. 988-993.
7. Герасимов Ю.Ф., Непомнящий А.С., Майданик Ю.Ф., Кисеев В.М., Долгирев Ю.Е. О температурной разности тепловых труб с раздельными каналами для пара и жидкости. // Сборник научных трудов "Перегретые жидкости и фазовые переходы" - Свердловск: УНЦ АН СССР, 1979, с. 76-82.
8. Герасимов Ю.Ф., Долгирев Ю.Е., Майданик Ю.Ф., Кисеев В.М., Бельский В.А. Исследование рабочих характеристик тепловых труб с раздельными каналами. // Сборник научных трудов "Тепловые трубы: теплообмен, гидродинамика, технология" - Обнинск: ФЭИ, 1980, ч. 2, с. 76-81.
9. Майданик Ю.Ф., Герасимов Ю.Ф., Долгирев Ю.Е., Непомнящий А.С., Кисеев В.М. Основы технологии изготовления антигравитационных тепловых труб с раздельными каналами. // Сборник научных трудов "Тепловые трубы: теплообмен, гидродинамика, технология" - Обнинск: ФЭИ, 1980, ч. 2, с. 144-151.
10. Gerasimov Yu.F., Maidanik Yu.F., Dolgirev Yu.E., Kiseev V.M. Antigravitational heat pipes - development, experimental and analytical investigation. // 5th International Heat Pipe Conference, Tsukuba, Japan, 14-17 May, 1984.
11. Кисеев В.М., Белоногов А.Г., Беляев А.А., Герасимов Ю.Ф. О выборе теплоносителя для низкотемпературных тепловых труб с раздельными каналами // Известия вузов СССР. Энергетика, 1985, №11, с. 68-74.
12. Кисеев В.М., Белоногов А.Г., Беляев А.А. Влияние неблагоприятных ускорений на работу "антигравитационной" тепловой трубы // ИФЖ, 1986, т. 50, №4, с. 561-566.

13. Беляев А.А., Зубарев А.Ю., Кисеев В.М. Фильтрационная газовая проницаемость ультрадисперсных насыпок //Тезисы докладов IX Всесоюзной конференции по динамике разреженных газов, Свердловск, 23-25 июня, 1987, т.1, с. 62.
14. Беляев А.А., Зубарев А.Ю., Корбасова Е.С., Кисеев В.М. Газовая проницаемость пористых материалов // Сборник научных трудов "Физико-химическая гидродинамика" - Свердловск: УрГУ, 1988, с. 10-16.
15. Кисеев В.М., Белоногов А.Г., Беляев А.А., Шагиев А.А. Об увеличении длины теплопереноса тепловых труб // ИФЖ, 1988, т. 54, №2, с. 315.
16. Беляев А.А., Зубарев А.Ю., Кац Е.С., Кисеев В.М. Эффективная теплопроводность карбасных дисперсий // ИФЖ, 1988, т. 55, №1, с. 122-130.
17. Белоногов А.Г., Нурутдинов В.А., Кисеев В.М., Погорелов Н.П. Исследование теплоотдачи при парообразовании в капиллярно-пористых структурах//ИФЖ, 1989, т. 56, №1, с. 133.
18. Кисеев В.М., Рабинович А.И., Погорелов Н.П., Беляев А.А., Куневич А.П., Анциферов В.Н. Перспективы применения высокопористых ячеистых материалов (ВПЯМ) в тепловых трубах // ИФЖ, 1990, т. 58, №1, с. 68-72.
19. Беляев А.А., Буевич Ю.А., Зубарев А.Ю., Кисеев В.М. О влиянии адсорбционных слоев на электропроводность дисперсных систем // ДАН СССР, 1990, т.310, №3, с. 626-629.
20. Белоногов А.Г., Кисеев В.М., Буевич Ю.А., Нурутдинов В.А. Модель испаряющего мениска // Сборник научных трудов "Тепловые трубы: теория и практика" - Минск: АНК ИТМО АН БССР, 1990, ч. 1, с. 26-29.
21. Кисеев В.М., Белоногов А.Г., Беляев А.А. Теплообмен в контурных тепловых трубах при воздействии ускорений // Сборник научных трудов "Тепловые трубы: теория и практика" - Минск: АНК ИТМО АН БССР, 1991, ч. 2, с. 160-166.
22. Гуцо Д.Э., Кисеев В.М. О влиянии адсорбционных слоев на электрическую проводимость дисперсных систем // ИФЖ, 1991, т. 61, №3, с. 369-372.
23. Belonogov A.G., Buyevich Yu.A., Kiseev V.M., Korolyeva N.A. Marangony instability due to evaporation // Reviewed proceedings of the first international symposium on hydromechanics and heat/mass transfer in microgravity. Gordon and Breach Science Publishers. July 6-14, 1991, Perm-Moscow, USSR, p. 145-150.
24. Беляев А.А., Буевич Ю.А., Кисеев В.М., Королева Н.А. Исследование процессов тепло- и массопереноса в мелкопористых капиллярных структурах контурных тепловых труб // Сборник научных трудов "Тепломассобмен-ММФ-92" - Минск: АНК ИТМО АН БССР, 1992, т.7, с. 98-100.
25. Белоногов А.Г., Кисеев В.М., Шаравин А.М. Модель испаряющего мениска // Сборник научных трудов "Метастабильные фазовые состояния и кинетика релаксации" - Екатеринбург: РАН-УО ИТ, 1992, с. 146-148.
26. Шагиев А.А., Кисеев В.М. Экспериментальное исследование тепловой трубы с конденсирующим инжектором // Сборник научных трудов "Метастабильные фазовые состояния и кинетика релаксации" - Екатеринбург: РАН-УО ИТ, 1992, с. 149-154.
27. Беляев А.А., Зубарев А.Ю., Кисеев В.М., Погорелов Н.П. О фильтрации жидкости в мелкопористых капиллярных структурах // ИФЖ, 1992, т. 62, №1, с. 66-69.
28. Беляев А.А., Буевич Ю.А., Кисеев В.М. Сравнительное исследование термодинамической эффективности различных схем организации парообразования в капиллярных структурах // ИФЖ, 1992, т. 62, №2, с. 173-179.
29. Беляев А.А., Гуцо Д.Э., Кисеев В.М. Формирование межчастичных контактных сопротивлений порошковых материалов // Порошковая металлургия, 1992, №8, с. 116-119.
30. Kiseev V.M., Pogorelov N.P., Menkin L.I. The study in two-phase thermosyphon application for mock-up fuel elements temperature regimes modeling // Prep. 8th Int. Heat pipe Conf. - Beijing, China, 1992. Pap. E-P72. 4p.

31. Kiseev V.M., Belonogov A.G., Belyaev A.A. Heat and mass transfer in the fine-pored structures of loop heat pipes // *Prep. 8th Int. Heat Pipe Conf.* – Beijing, China, 1992. Pap. C-P4, 5p.
32. Погорелов Н.П., Кисеев В.М., Тарасов А.В. Особенности теплопереноса в шликерных капиллярных структурах тепловых труб // *Сборник научных трудов "Новые порошковые материалы и технологии"* – Барнаул, 1993, с. 146-151.
33. Kiseev V.M., Pogorelov N.P., Nouroutdinov V.A. Design of high-performance loop heat pipes // *Prep. 4th Int. Heat Pipe Symposium* – Tsukuba, Japan, 1994, p. 147-153.
34. Кисеев В.М., Погорелов Н.П., Нурутдинов В.А. Моделирование двухфазных контуров теплопереноса с высоконапорными капиллярными насосами // *Сборник научных трудов "Первая Российская национальная конференция по теплообмену"* – Москва: изд-во МЭИ, 1994, т.5, с. 69-74.
35. Белоногов А.Г., Кисеев В.М. Оптимизация теплоотдачи в испарителях контурных тепловых труб // *Сборник научных трудов "Первая Российская национальная конференция по теплообмену"* – Москва: изд-во МЭИ, 1994, т.5, с. 9-13.
36. Погорелов Н.П., Кисеев В.М. Исследование теплоотдачи при кипении воды на пористых композиционных материалах // *Сборник научных трудов "Первая Российская национальная конференция по теплообмену"* – Москва: изд-во МЭИ, 1994, т.4, с. 201-206.
37. Kiseev V.M., Nouroutdinov V.A., Pogorelov N.P. Analysis of maximal heat transfer capacity of capillary loops // *Proceedings of the 9th Inter. Heat Pipe Conf.* – Albuquerque, New Mexico, USA, 1995, V.2, p. 1007-1014.
38. Pogorelov N.P., Nouroutdinov V.A., Kiseev V.M. Applying suspension moulding capillary structures in heat pipes // *Proceedings of the 9th Inter. Heat Pipe Conf.* – Albuquerque, New Mexico, USA, 1995, V.2, p. 955-959.
39. Kiseev V.M., Pogorelov N.P., Nouroutdinov V.A. Modeling and experimental investigating loop heat pipes // *AIChE Symposium Series # 306, Heat Transfer*, 1995, V.91, p. 333-336.
40. Кисеев В.М., Погорелов Н.П. Анализ теплотранспортной способности капиллярных насосов для двухфазных систем терморегулирования и передачи тепловой энергии // *Сборник научных трудов "Тепломассообмен-ММФ-96"* – Минск: АНК ИТМО АН Беларуси, 1996, т.4, с. 192-197.
41. Kiseev V.M., Pogorelov N.P. A study of loop heat pipe thermal resistance. // *Proceedings of the 10th Inter. Heat Pipe Conf.* – Stuttgart, Germany, 1997, Session A1-9.
42. Kiseev V.M., Belonogov A.G., Pogorelov N.P. Development of two-phase loops with capillary pumps. // *27th International conference on environmental systems*. - Lake Tahoe, Nevada, USA, 1997, SAE Technical Paper Series, 971609
43. Belonogov A.G., Kiseev V.M. Dynamic gas emission in evaporating systems. // *27th International conference on environmental systems* - Lake Tahoe, Nevada, USA, 1997, SAE Technical Paper Series, 972387
44. Kiseev V.M., Pogorelov N.P. A study of two-phase loops with capillary pumps. // *Proceedings of the 3rd International Seminar Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators*, Minsk, Belarus, 1997.
45. Кисеев В.М., Погорелов Н.П. Контурные тепловые трубы: анализ и нерешенные проблемы. // *Сборник научных трудов "Вторая Российская национальная конференция по теплообмену"* – Москва: изд-во МЭИ, 1998, т.5, с. 203-207.
46. Погорелов Н.П., Кисеев В.М. Особенности теплоотдачи при кипении в высокопористых ячеистых материалах различной толщины. // *Сборник научных трудов "Вторая Российская национальная конференция по теплообмену"* – Москва: изд-во МЭИ, 1998, т.4, с. 199-202.
47. Kiseev V.M., Belonogov A.G. Problems of a choice in designing loop heat pipes. // *Proceedings of the CPL '98 International Workshop* – El Segundo, California USA, 1998, 4.2-1 – 4.2-19.
48. Kiseev V.M. Heat mass transfer mechanisms into the capillary pumped loop evaporators. // *Proceedings of the Two-Phase Technology '99 International Workshop* – Washington, USA, 1999.

49. Kiseev V.M., Zolkin K.A. The influence of acceleration on the performance of oscillating heat pipe. // Proceedings of the 11th Inter. Heat Pipe Conf. – Tokyo, Japan, 1999, Vol.2 (B7-5), p. 154-158.
50. Kiseev V.M. Heat mass transfer mechanisms into the capillary pumped loop evaporators. // Proceedings of the 11th Inter. Heat Pipe Conf. – Tokyo, Japan, 1999, Vol. 1 (B3-4), p. 202-207.
51. Kiseev V., Belonogov A. Miniature heat transport systems with loop heat pipes. // Proceedings of the 4th International Seminar Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Minsk, Belarus, 2000, p. 15-22.
52. Kiseev V., Belonogov A. Miniature heat transport systems with loop heat pipes. // Inter. J. of Environmentally Conscious Design & Manufacturing, 2000, Vol. 9, No. 3, p. 25-33.
53. А.с. 485296 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Тепловая труба // Герасимов Ю.Ф., Майданик Ю.Ф., Шеголев Г.Т., Кисеев В.М., Филиппов Г.А., Стариков Л.Г.
54. А.с. 495522 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Испарительная камера тепловой трубы // Герасимов Ю.Ф., Майданик Ю.Ф., Кисеев В.М., Филиппов Г.А., Стариков Л.Г.
55. А.с. 556307 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Тепловая труба // Герасимов Ю.Ф., Майданик Ю.Ф., Кисеев В.М., Долгирев Ю.Е., Филиппов Г.А., Стариков Л.Г.
56. А.с. 637615 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Тепловая труба // Герасимов Ю.Ф., Непомнящий А.С., Долгирев Ю.Е., Кисеев В.М., Майданик Ю.Ф.
57. А.с. 682749 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Тепловая труба // Герасимов Ю.Ф., Говорухин Г.В., Кисеев В.М., Огородов Н.В., Семихатов Н.А., Харин Б.Н.
58. А.с. 691672 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Тепловая труба // Герасимов Ю.Ф., Кисеев В.М., Майданик Ю.Ф., Долгирев Ю.Е., Непомнящий А.С.
59. А.с. 703976 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Способ получения капиллярно-пористого материала для фитилей тепловых труб // Герасимов Ю.Ф., Майданик Ю.Ф., Кисеев В.М., Долгирев Ю.Е., Непомнящий А.С.
60. А.с. 823811 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Испарительная камера тепловой трубы // Герасимов Ю.Ф., Кисеев В.М., Майданик Ю.Ф., Непомнящий А.С., Долгирев Ю.Е.
61. А.с. 846980 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Способ работы тепловой трубы // Герасимов Ю.Ф., Кисеев В.М., Майданик Ю.Ф., Долгирев Ю.Е., Непомнящий А.С.
62. А.с. 924493 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Способ соединения фитиля с корпусом тепловой трубы // Майданик Ю.Ф., Кисеев В.М., Вершинин С.В.
63. А.с. 1103067 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Теплопередающее устройство // Кисеев В.М., Майданик Ю.Ф., Герасимов Ю.Ф.
64. А.с. 1192473 СССР, М. Кл. B 22 F 3/10 Способ изготовления тепловой трубы // Кисеев В.М., Беляев А.А., Белоногов А.Г.
65. А.с. 1377561 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Плоская тепловая труба // Кисеев В.М., Белоногов А.Г., Беляев А.А.
66. А.с. 1491613 СССР, М. Кл. B 22 F 3/10 Способ изготовления спеченных многослойных изделий // Кисеев В.М., Беляев А.А., Зубарев А.Ю., Погорелов Н.П.
67. А.с. 1501847 СССР, М. Кл. F 28d 15/00 Сверхпроводящее устройство // Кисеев В.М., Погорелов Н.П., Дерябин В.С., Беляев А.А.
68. USA Patent 4,467,861 Int. Cl. F 28d 15/00 Heat-transporting device // Kiseev V.M., Maidanik Yu.F., Gerasimov Yu.F.

P.S. Большую помощь на заключительной стадии настоящей работы оказал Грант Американского фонда гражданских исследований для бывших стран Советского Союза – Уральский НОЦ "Перспективные материалы" (REC N 005).

Подписано в печать 10.05.01 Формат 60×84 1/16
Бумага офсетная. Объем 1,8. Тир. 100. Зак. № 120.
Екатеринбург, К-83, пр. Ленина, 51. Типолаборатория УрГУ

2-00